

CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION, ESPECIALLY WITH POWER BRANCHING**Publication number:** WO9915813**Publication date:** 1999-04-01**Inventor:** MEYERLE MICHAEL (DE)**Applicant:** MEYERLE MICHAEL (DE)**Classification:****- International:** *F16H37/08; F16H47/04; F16H37/06; F16H47/00; (IPC1-7): F16H47/04; F16H37/08***- european:** F16H37/08C1; F16H47/04**Application number:** WO1998DE02788 19980919**Priority number(s):** DE19971041600 19970920; DE19981009782 19980307; DE19981014022 19980330**Also published as:**

WO9915813 (A3)

EP0939866 (A3)

EP0939866 (A2)

EP0939866 (A0)

Cited documents:

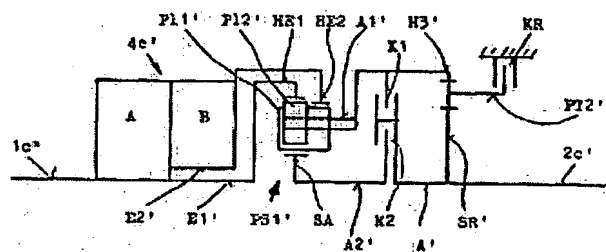
EP0702168

DE1124369

DE1944070

Report a data error here**Abstract of WO9915813**

The invention relates to a continuously variable mechanical or hydrostatic transmission with power branching, wherein the input power is divided up into one continuously variable power branch (4C') and one non-continuously variable power branch which are added together in a compound transmission (PS'). The continuously variable transmission (4C') and the compound transmission (PS') are coaxially arranged in relation to each other or form a power branching transmission as a common construction unit. Said transmission can be installed and dismantled in a main casing or combined with other upstream or downstream transmissions.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

PCT
 WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM
 Internationales Büro
 INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
 INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)



(51) Internationale Patentklassifikation ⁶ :
F16H 47/04, 37/08

A2

(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: **WO 99/15813**

(43) Internationales
 Veröffentlichungsdatum: 1. April 1999 (01.04.99)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE98/02788
 (22) Internationales Anmeldedatum: 19. September 1998
 (19.09.98)

(30) Prioritätsdaten:
 197 41 600.4 20. September 1997 (20.09.97) DE
 198 09 782.4 7. März 1998 (07.03.98) DE
 198 14 022.3 30. März 1998 (30.03.98) DE

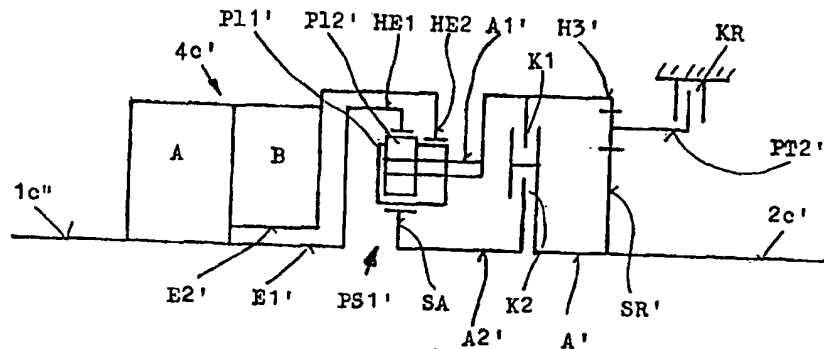
(71)(72) Anmelder und Erfinder: MEYERLE, Michael [DE/DE];
 Kiefernweg 9, D-88074 Meckenbeuren (DE).

(81) Bestimmungsstaaten: JP, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

Veröffentlicht
Ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts.

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION, ESPECIALLY WITH POWER BRANCHING

(54) Bezeichnung: STUFENLOSES GETRIEBE, INSBESONDERE MIT LEISTUNGSVERZWEIGUNG



(57) Abstract

The invention relates to a continuously variable mechanical or hydrostatic transmission with power branching, wherein the input power is divided up into one continuously variable power branch (4C') and one non-continuously variable power branch which are added together in a compound transmission (PS'). The continuously variable transmission (4C') and the compound transmission (PS') are coaxially arranged in relation to each other or form a power branching transmission as a common construction unit. Said transmission can be installed and dismantled in a main casing or combined with other upstream or downstream transmissions.

(57) Zusammenfassung

Stufenloses mechanisches oder hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung, bei dem die Eingangsleistung aufgeteilt wird in einen stufenlos veränderbaren Leistungszweig (4C') und einen nicht stufenlosen Leistungszweig, welche aufsummiert werden in einem Summierungsgetriebe (PS'). Das stufenlose Getriebe (4C') und das Summierungsgetriebe (PS') werden koaxial zueinander angeordnet bzw. bilden als gemeinsame Baueinheit ein Leistungsverzweigungsgetriebe, welches in ein Hauptgehäuse einbau- und ausbaubar ist, bzw. mit weiteren vor- oder nachgeordneten Getrieben kombinierbar ist.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidshan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauretanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		
EE	Estland						

Stufenloses Getriebe, insbesondere mit Leistungsverzweigung

Die Erfindung betrifft ein stufenloses Getriebe, bevorzugt mit Leistungsverzweigung, mit einem hydrostatischem oder mechanischem stufenlosen Wandler nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 und weiteren unabhängigen Ansprüchen.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Leistungsverzweigungsgetriebe zu schaffen, das auf einfache und zeitsparende Weise in ein Hauptgehäuse oder in einem Fahrzeugrahmen, z. B. eines Traktors, einbaubar ist ohne Demontage des Fahrzeug-Hauptgehäuses oder Fahrzeugrahmens. Darüber hinaus sollen verschiedene Leistungsgrößen mit möglichst gleichgroßem hydrostatischen bzw. mechanischen Variator (Wandler 4c, 4d) möglich sein. Die Aufgabe wird durch die in den Hauptansprüchen aufgeführten Merkmale gelöst. Weitere Einzelheiten gehen aus den Unteransprüchen und der Beschreibung hervor. Es zeigen in schematischer Darstellung:

Fig.1 und 2, Fig.7 bis 14 und 19 bis 20 verschiedene Ausführungsformen des

stufenlosen hydrostatischen Leistungsverzweigungsgetriebes mit jeweils zwei Vorwärtsfahrbereichen in Inline-Anordnung der Komponenten Hydrostat-Getriebe, Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls Rückwärts-Fahreinrichtung..

- | | |
|---------------|---|
| Fig.15 bis 18 | verschiedene Ausführungsformen der Rückwärtsfahreinrichtung. |
| Fig.21 bis 25 | Getriebe-Ausführungen mit mehr als zwei Vorwärtsschaltbereichen. |
| Fig.26 bis 29 | die Anordnung der Komponenten für ein mechanisches stufenloses Leistungsverzweigungsgetriebe. |
| Fig.30 bis 33 | Getriebe mit zwei Vorwärtsbereichen. |
| Fig. 34 | Drehzahl und Funktionsplan für automatische Gruppen-Umschaltung. |
| Fig.35 bis 44 | Getriebe-Konzepte gem. der Erfindung als mechanische Leistungsverzweigungsgetriebe. |

Das Getriebe gem. der Erfindung ist verschiedenartig ausführbar und zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß das Leistungsverzweigungsgetriebe (HVG /MVG) eine komplette Baueinheit bildet, die nach Art der Modulbauweise in beliebige Gehäuseformen eines Gesamt-Getriebes bzw. Triebwerkes oder Rahmen eines Fahrzeuges einsetzbar ist. Das Getriebe ist je nach Fahrzeugforderung als hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe (HVG) oder

mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe (MVG) mit unterschiedlicher Anzahl an Fahrbereichen für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt ausführbar. Es kann als Standard-Getriebe für verschiedene Fahrzeugarten, wie z.B. Traktoren, Arbeitsmaschinen, Nutzkraftfahrzeuge, Verteilerfahrzeuge oder Omnibusse u.a. eingesetzt werden. Eine Besonderheit liegt darin, daß eine Getriebe-Familie für einen größeren Leistungsbereich, z.B. für Traktoren geschaffen wird, wobei beispielsweise für einen Leistungsbereich von 70 bis 300PS das gleiche Hydrostat-Getriebe bzw. der gleichgroße Wandler 4c; 4d verwendet werden kann. Die Abgrenzung der einzelnen Leistungsbereiche wird realisiert durch entsprechende Anzahl an Schaltbereichen oder/und zugeordnetem Gruppen-Getriebe oder/und Anpassungs-Getriebe am Getriebe-Eingang, wobei z.B. für den untersten Leistungsbereich nur ein Vorwärtsbereich und für den obersten Leistungsbereich vier oder mehr Vorwärtsfahrbereiche angewendet werden. Die Anzahl der Fahrbereiche und Aufteilung der Bereichsgrößen bestimmen die für die jeweilige Zugkraft erforderliche Getriebe-Eckleistung. Das Getriebe (HVG) bzw. (MVG) ist bevorzugt nach Art der Inline-Bauweise aufgebaut. Das bedeutet daß das Hydrostat-Getriebe 4c und das Koppelgetriebe 5c, welches das Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls die Bereichskupplung beinhaltet, koaxial zueinander angeordnet sind. Die Antriebswelle 1c kann je nach Fahrzeugkonzept vorteilhaft achsgleich zur Triebwelle des Antriebsmotors angeordnet sein. Um die Leistungskapazität des Hydrostat-Getriebes 4c voll ausnützen zu können, sieht die Erfindung ein dem Hydrostat-Getriebe 4c vorgeschaltetes, vorzugsweise als Planetengetriebe ausgebildetes Hochtreiber-Getriebe (HT) vor, welches eine Drehzahlanpassung der Eingangswelle 1c bzw. des Hydrostat-Getriebes an dessen zulässige Werte erlaubt (Fig. 31). Zum Beispiel kann über dieses Getriebe (HT) die maximale Antriebsdrehzahl von 2.300 UPM an der Eingangswelle 1ca auf die zulässige Eingangs-drehzahl von 3500 UPM des Hydrostat-Getriebes an der Eingangswelle 1c ermöglicht werden. Das Hochtreiber-Getriebe (HT) kann als bekanntes Übersetzungsgetriebe mit Stirnradstufen (nicht dargestellt) oder wie in Fig. 31 dargestellt, vorteilhafter als dreiwelliges Planetengetriebe ausgebildet werden, wobei das Sonnenrad S gehäusefest, der Steg St mit der Eingangswelle 1ca und das Hohlrad H die Abtriebswelle bildet. Entsprechend der Drehzahlerhöhung zwischen den beiden Wellen, Getriebe-Eingangswelle 1ca und Hydrostat-Eingangswelle 1c, wird die Getriebe-Eckleistung und somit entsprechend die maximale Zugkraft bezogen auf gleiche Endgeschwindigkeit des Fahrzeugs angehoben.

Eine weitere Möglichkeit zur Anpassung der notwendigen Zugkraft ist vorgesehen durch die Anwendung eines Gruppen-Getriebes (GR) (Fig. 32), wobei z.B. nach bekannter Art eine

Acker- und eine Straßengruppe vorgesehen ist mit den Schaltstellungen A und S wie in Fig. 32 dargestellt. Die Acker-Gruppe ist hierbei z.B. auf eine Maximal-Geschwindigkeit von 30 km, die Straßen-Gruppe auf eine Maximal-Geschwindigkeit von 50 km ausgelegt.

Das Leistungsverzweigungsgetriebe (HVG bzw. MVG) kann also, z.B. in Abhängigkeit zur geforderten Zugkraft bzw. in Abhängigkeit zur Leistungsgröße des Fahrzeugs, z.B. Traktors, kombiniert werden mit dem Hochtreiber HT (Fig. 31) oder/und einer Langsam-/Schnell- bzw. Acker-/Straßen-Gruppe GR (Fig. 32.). Das jeweils verwendete Leistungsverzweigungsgetriebe HVG ist als Einbereichs-, Zweibereichs-, Dreibereichs- oder Vierbereichsgetriebe Fig. 21: 22 ausgebildet, wobei vorteilhafterweise das Hydrostat-Getriebe 4c aus den gleichen Grundkomponenten A und B oder auch das komplette Hydrostat-Getriebe 4c eine weitgehend einheitliche Baueinheit für alle Leistungsgrößen bildet.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig. 30 beinhaltet das leistungsverzweigte Grundgetriebe HVG mit zwei Vorwärts-Fahrbereichen ohne eigenen Rückwärtsbereich. Gemäß der Erfindung ist diesem Getriebe HVG ein Stufengetriebe VG/GR zugeordnet, welches eine Wendegruppe WG zur Drehzahl-Umkehrung mit entsprechender Schaltung R besitzt. Dieses Stufengetriebe VG ist zusätzlich mit einem Stufen-Schaltgetriebe ausgerüstet, welches nach bekannter Art eine Stufen-Schaltung für Langsambetrieb L bzw. A und Schnellbetrieb S bzw. H erlaubt, z.B. Acker- oder Straßenbetrieb eines Traktors, wie in Abtriebs-Drehzahlplan Fig. 34 näher erläutert. Die Ackerstufe ist hier z.B. auf max. 30km/h, die Straßengruppe auf 50km/h ausgelegt. Das stufenlose Verzweigungsgetriebe HVG bzw. MVG kann hierbei aus den Grundbau-Einheiten des Gesamt-Getriebeprogrammes erstellt werden.

Das Getriebe-Programm sieht vor, daß in Abhängigkeit verschiedener Fahrzeugforderungen, insbesondere im Hinblick auf die Zugkraftforderungen, die jeweilige Getriebe-Ausführung - Einbereichs-, Zweibereichs-, Dreibereichs-, Vierbereichsgetriebe - jeweils wahlweise mit dem eingangsseitig angeordnetem Hochtreiber-Getriebe HT (Fig. 31) oder/und mit einem nachgeschalteten Gruppen-Getriebe GR (Fig. 32; 33) kombinierbar ist. Bei Anwendung des Gruppen-Getriebes GR kann die jeweilige Gruppe - Ackergruppe A oder Straßengruppe S - jeweils bei Fahrzeugstillstand vorgewählt werden.

Die Erfindung sieht eine Steuer- und Regeleinrichtung vor, welche es ermöglicht, auch während der Fahrt von einer zur anderen Gruppe zu schalten. Das Regelungssystem besitzt hierzu ein spezielles Gruppen-Schaltprogramm, welches vorsieht, daß, wie in Fig. 34 dargestellt, am Geschwindigkeits- bzw. Übersetzungsende der Arbeitsgruppe bzw. am Übersetzungs-

Geschwindigkeitspunkt PA1, die Gruppenschaltung auf Neutralstellung und innerhalb einer von einer Verstellgeschwindigkeit abhängigen Zeitphase die Getriebe-Übersetzung zurückgeregelt wird, bis Synchronlauf der Kupplungsglieder der Straßengruppe erreicht ist, wonach automatisch die Straßengruppe einschaltet. Durch einen, bevorzugt elektronischen Drehzahlvergleich geeigneter Getriebeglieder mittels Drehzahl-Sensoren oder anderer bekannter Einrichtungen wird der Synchronpunkt der betreffenden Kupplungsglieder gesucht. Die Gruppenschaltung S - A wird also entsprechend automatisiert, wobei die Kupplung selbst als Reibkupplung oder Formschlußkupplung ausgebildet werden kann. Vorteilhaft ist hierbei eine hydraulisch betätigbare formschlüssige Kupplung, bevorzugt mit Abweisverzahnung wie in der Europäischen Patentschrift 0276 255 näher beschrieben. Als Reibkupplung kann eine bekannte Lamellenkupplung oder Konuskupplung, wie in der DE19 14 724 in Fig.42, 43, 44 dargestellt, Verwendung finden. Bei Anwendung von Reibkupplungen ist es sinnvoll, eine Kupplungsüberschneidung innerhalb der Schaltphase bzw. innerhalb der notwendigen Übersetzungsänderung vorzusehen.

Die Erfindung sieht für den automatischen Umschaltvorgang von der Arbeitsgruppe A auf die Straßengruppe S und umgekehrt von S auf A alternativ ein automatisch wirksames Regelprogramm vor. Dieses Programm kann in Abhängigkeit eines oder mehrerer Betriebsparameter oder/und in Abhängigkeit vorgegebener Zeitparameter oder/und in Abhängigkeit wirtschaftlichkeitsbestimmender Faktoren, wie Getriebe-Wirkungsgrad oder/und Motor-Wirkungsgrad, automatisch in Funktion treten. Zum Beispiel kann eine Umschaltung von einer zur anderen Gruppe dann erfolgen, wenn die Regeleinrichtung erkennt, daß ein Betriebszustand in der anderen Schaltgruppe bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch oder/und bei günstigerem Geräuschverhalten gefahren werden kann. Beispielsweise wird bei einer Fahrgeschwindigkeit von 25km/h (siehe dazu Fig. 34) und geschalteter Arbeitsgruppe A die Regeleinrichtung erkennen, daß dieser Betriebszustand in der Straßengruppe S bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch betrieben werden kann. Das Regelprogramm sieht hierfür vor, daß eine automatische Umschaltung von Gruppe A auf Gruppe S nach oben beschriebener Art ausgelöst wird. Das Auslöse-Signal kann auch manuell ausgelöst werden durch entsprechende Betätigungseinrichtung (Taster; Hebel). Bei automatischer Auslösung ist es vorteilhaft im Programm einen Zeitfaktor vorzusehen, d.h. daß der Umschaltvorgang erst nach einer vorbestimmten Verweildauer am entspr. Übersetzungspunkt oder innerhalb eines begrenzten Übersetzungsbereiches oder/und einer gleichbleibenden Geschwindigkeit oder/und

gleichbleibender Belastungswerte bzw. Betriebswerte ausgelöst werden kann. Um eine Lastunterbrechung weitgehend zu unterbinden, bzw. den Unterbrechungszeitraum auf ein Mindestmaß zu reduzieren, ist es zweckmäßig, die Gruppenschaltung über Reibkupplungen oder formschlüssige Kupplungen mit Abweisverzahnung, gemäß oben genanntem EP-Patent, zu verwenden.

Bei einer Hochschaltung von A auf S kann der erste Bereich voll ausgefahren werden, z.B. bis 30km/h, wie in Fig.34 dargestellt, wonach zur weiteren Geschwindigkeitserhöhung eine automatische Umschaltung in S erfolgt. Bei einer Rückschaltung wird das Signal zum Umschalten von Gruppe S auf Gruppe A im ungünstigsten Fall an einem Drehzahlpunkt PS2 auf PA2 nur unter der Voraussetzung erfolgen, wenn eine Mindestübersetzungsdifferenz Δi gegeben ist, welche verhindert, daß die erforderliche Abtriebsdrehzahl nicht über den Enddrehzahlpunkt PA1 hinausgeht. Eine Umschaltung in die jeweils andere Gruppe kann aber auch bei niedrigeren Geschwindigkeiten bzw. im unteren Übersetzungsbereich erfolgen, z.B. bei 15km/h, wenn die Fahrregelungseinrichtung erkennt, daß dieser Geschwindigkeitspunkt in der jeweils anderen Schaltgruppe verbrauchsgünstiger gefahren werden kann. In der elektronischen Regeleinrichtung 5 sind zu diesem Zweck die entsprechenden Getriebe-Kennwerte und Motor-Kennwerte einprogrammiert, woraus es in Abhängigkeit zu der jeweiligen Getriebe-Übersetzung und dem jeweiligen Belastungszustand, z.B. Hydrostat-Druck, Übersetzung, woraus auch der jeweilige hydrostatische Leistungsanteil erkennbar ist, und gegebenenfalls anderen Betriebswerten das Umschalt-Signal gebildet wird. Das stufenlose Getriebe mit vorbeschriebener Gruppenschaltung ist sowohl für Arbeitsmaschinen als auch Straßenfahrzeuge verschiedener Art anwendbar.

Die Umschaltung in den jeweils anderen Bereich erfolgt vorzugsweise nach einer definierten Verweildauer innerhalb eines definierten Übersetzungsbereiches, um ein zu häufiges Hin- und Herschalten von einem zum anderen Schaltbereich zu vermeiden. Die geeigneten Werte sind experimentell zu ermitteln. Beispielsweise könnte bei einem Transportbetrieb bei 25km/h die Umschaltung auf die Straßengruppe S erst nach einer Verweildauer von ca. 30 Sekunden ausgelöst werden. Nach Auslösen eines Umschaltvorganges sollte sinnvollerweise der nächste Umschaltvorgang, nach einer längeren Verweildauer erfolgen. Eine lastabhängige Umschaltung vom Bereich S auf A hingegen sollte möglichst spontan erfolgen, um die spezifischen Belastungswerte, z.B. Hydrostat-Druck, auf entsprechend niedrigere Werte zu bringen.

Die Erfindung sieht desweiteren vor, daß eine optische oder/und akustische Anzeige vorgesehen ist, welche bei der jeweils geschalteten Gruppe anzeigt, ob dieser Betriebszustand in dieser Gruppe oder besser in der anderen Gruppe gefahren werden sollte. Über ein entsprechendes Lichtsignal oder/und Monitor oder/und akustische Anzeige, z.B. sprachliche Aufforderung bzw. Hinweis, könnte an den Fahrer eine entsprechende Information ergehen, ob ein Gruppenwechsel sinnvoll ist. Für den automatischen Gruppenwechsel können je nach gewählter Art die Kupplungen - ob kraft- oder formschlüssige Kupplung - die Schalteinrichtungen, wie bei Lastschaltgetrieben bzw. bei automatisch schaltbaren Stufengetrieben bekannt, verwendet werden.

Ob die Gruppen-Umschaltung automatisch oder manuell erfolgen soll, kann gem. der Erfindung der Fahrer durch entsprechende Vorwahl über entsprechende Vorwahl-Einrichtungen entscheiden.

Für die Anwendung mechanischer Leistungsverzweigungsgetriebe MVG sieht die Erfindung eine Getriebereihe vor, die zur Erfüllung verschiedener Fahrzeugforderungen, insbesondere im Hinblick auf unterschiedliche Leistungsgrößen, eine Getriebereihe mit zwei und mehr Schaltbereichen vor.

In Fig.35, 39, 40 ist jeweils ein Getriebesystem mit einem Umschlingungsgetriebe 4d und einem zugeordneten Leistungsverzweigungsgetriebe, welches aus einem Summierungsplanetengetriebe 301: 101: 201: 401 mit zugeordneten Bereichskupplungen K1 und K2 ausgebildet ist. Über zwei leistungsverzweigt arbeitende Schaltbereiche wird eine vollstufenlose Fahrgeschwindigkeit von Null bis Endgeschwindigkeit erreicht. Dies bedeutet, daß im Anfahrzustand die Übersetzung „Unendlich“ gegeben ist und dadurch eine Anfahr- oder Trennkupplung zwischen Motor und Getriebe entfallen kann. Das Getriebe MVG kann mit verschiedenen mechanischen stufenlosen Variatoren bzw. Wandlern auch Reibgetriebe jeder Art mit einem Primär- und Sekundärteil ausgerüstet sein. Bevorzugt ist vorgesehen ein Umschlingungsgetriebe 4d, bestehend aus einer Primär-Einheit 4dA und einer Sekundär-Einheit 4dB. Das zugeordnete Summierungsplanetengetriebe 301: 101: 201: 401 ist vierwellig ausgebildet und besitzt zwei Eingangswellen E1 und E2 sowie zwei Ausgangswellen A1 und A2. Die erste Eingangswelle E1 ist mit der Antriebswelle 1c und der Primär-Einheit 4dA und die zweite Eingangswelle E2 mit der Sekundär-Einheit 4dB in Triebverbindung. Über die zweite Eingangswelle E2 fließt somit die variable Drehzahl bzw. wird die variable Leistung geführt. Im Summierungsplanetengetriebe werden beide Leistungswege der Wellen E1 und E2 aufsummiert

und gemeinsam wechselweise über die beiden Ausgangswellen A1 und A2 zum Abtrieb weitergeleitet. Die erste Ausgangswelle A1 des Summierungsplanetengetriebes und die zweite Ausgangswelle A2 sind somit wechselweise mit der Abtriebswelle 106 in Triebverbindung.

Das Summierungsplanetengetriebe ist erfindungsgemäß auch für mechanische Leistungsverzweigungsgetriebe MVG verschiedenartig ausführbar (s. 301 Fig.35; 101 Fig.38; 201 Fig.42; 401 Fig.39). Alle Ausführungsformen haben gemeinsam, daß im Anfahrzustand bei Fahrgeschwindigkeit Null die Getriebe-Übersetzung „Unendlich“ ist, wodurch eine Anfahrkupplung eingespart werden kann und daß der stufenlose Wandler auf große, bevorzugt maximale Eigenübersetzung eingestellt ist, wobei der erste Fahrbereich bei geschlossener Kupplung K1 durchfahren wird, indem die Drehzahl der zweiten Eingangswelle E2 von niedriger Drehzahl auf gleiche Drehzahl der ersten Eingangswelle E1 angehoben wird. An diesem Übersetzungspunkt habe alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes 101; 201; 301; 401 sowie die Glieder der zweiten Bereichskupplung K2 Synchronlauf erreicht, wonach durch Schließen der zweiten Bereichskupplung K2 und Öffnen der ersten Bereichskupplung K1 der zweite Schaltbereich nahtlos ohne Lastunterbrechung anschließen kann.

Die Getriebeausführungen gem. Fig.35, 38, 39, 40 besitzen jeweils zwei leistungsverzweigte Vorwärtsfahrbereiche. Wie in Fig.38 dargestellt, sind diese Getriebe mit einer Einrichtung für einen Rückwärtsfahrbereich ausgebildet. Hierfür ist eine Planetengetriebestufe PR vorgesehen, bei der z.B. das Hohlrad des Planetengetriebes PR mit der ersten Ausgangswelle A1, das Sonnenrad mit der Abtriebswelle 106 verbunden ist und der Steg über eine Kupplung KR mit dem Getriebegehäuse verbindbar ist. Anstelle dieses Planetengetriebes PR können verschiedene Rückfahreinrichtungen, wie z.B. in Fig.15, 16, 17 oder auch 18 dargestellt, verwendet werden. Desweiteren wird bei den Getriebeausführungen Fig.38 und 39 die Antriebswelle 1c durch das Getriebe geführt, um am anderen Wellenende 114; 2e die Möglichkeit für einen Zapfwellenanschluß, z.B. bei einem Traktor oder PTO-Anschluß zu ermöglichen. Desweiteren kann alternativ die Welle 114; 2e auch als Antriebswelle verwendet werden, wodurch entsprechend bestimmter Fahrzeugforderungen, z.B. bei Anwendung im PKW mit Frontantrieb, fahrzeuggünstig das Getriebeabtriebsrad 138 getriebeeingangsseitig angeordnet sein kann.

Das Summierungsplanetengetriebe 301 Fig.35 besitzt zwei Planetengetriebestufen P1 und P2, wobei die Stegwelle 126 der ersten Planetengetriebestufe die erste Eingangswelle E1 bildet und mit der Primäreinheit 4dA des Wandlers 4d und der Antriebswelle 1c sowie dem Hohlrad 127 der zweiten Planetengetriebestufe P2 in Triebverbindung steht. Das Hohlrad 125 der ersten

Planetengetriebestufe steht mit der zweiten Eingangswelle E2 und der Primäreinheit 4dB des stufenlosen Wandlers 4d in Triebverbindung. Die Sonnenräder 137 und 124 beider Planetengetriebestufen sind mit der zweiten Ausgangswelle A2 verbunden. Auf der Stegwelle 128 der zweiten Planetengetriebestufe P2 sind ineinandergreifende Planetenräder 122 und 123 angeordnet, wobei eines 122 in das Hohlrad 127 und das andere 123 in das Sonnenrad 124 eingreift. Die Stegwelle 128 der zweiten Planetengetriebestufe P2 bildet die erste Ausgangswelle A1, welche mit der Kupplung K1 verbindbar ist.

Das Summierungsplanetengetriebe 401 gem. Fig.39 besitzt einen Steg 133, welcher mit der ersten Eingangswelle E1 verbunden ist. Auf diesem Steg 133 sind ineinandergreifende erste Planetenräder 132, zweite Planetenräder 130 und dritte Planetenräder 131 angeordnet, wobei die dritten Planetenräder 131 mit einem mit der zweiten Eingangswelle E2 verbundenen Hohlrad 134 kämmen. Ein zweites mit der ersten Ausgangswelle A1 verbundenes Hohlrad 135 greift in erste Planetenräder 132 und ein mit der zweiten Ausgangswelle A2 verbundenes Sonnenrad 136 greift ebenfalls in erste Planetenräder 132 ein.

Das Summierungsplanetengetriebe 101 gem. Fig. 40 ist derart gestaltet, daß die zweite Eingangswelle E2 mit einem Steg 103 verbunden ist, auf dem ineinandergreifende erste Planetenräder 107 und zweite Planetenräder 108 angeordnet sind, wobei ein mit der ersten Eingangswelle E1 verbundenes Hohlrad 102 in erste Planetenräder 107 eingreift. Ein mit der ersten Ausgangswelle A1 verbundenes Hohlrad 104 kämmt mit zweiten Planetenrädern 108 und ein mit der zweiten Ausgangswelle A2 verbundenes Sonnenrad 105 ebenfalls mit zweiten Planetenrädern 108.

Eine weitere Ausführungsform des Summierungsplanetengetriebes 201 gem. Fig.42 sieht vor, daß die zweite Eingangswelle E2 den Planetenträger 144 bildet, auf dem ineinandergreifende erste Planetenräder 139 und zweite Planetenräder 140 angeordnet sind, wobei ein mit der ersten Eingangswelle E1 verbundenes Hohlrad 141 in erste Planetenräder 139, ein zweites mit der ersten Ausgangswelle A1 verbundenes Hohlrad 142 in zweite Planetenräder 140 und ein mit der zweiten Ausgangswelle A2 verbundenes Sonnenrad 143 ebenfalls in zweite Planetenräder 140 eingreift. Bei dieser Summierungsplanetengetriebeausführung 201 ist die erste Eingangswelle E1 über der zweiten Eingangswelle E2 angeordnet, wobei die Triebverbindung zwischen Summierungsplanetengetriebe und Antriebswelle 1c über eine erste Stirnradstufe dA und eine zweite Stirnradstufe dA1 erfolgt.

Die Getriebeausführungen gem. Fig.41 bis 44 besitzen zur Schaffung von mehr als zwei Schaltbereichen jeweils ein Zusatzgetriebe 112; 112a; 113. Die Zusatzgetriebe 112 bzw. 112a sind als Vorgelege-Getriebe ausgebildet, wobei die Abtriebswelle 106 achsversetzt zur Antriebswelle 1c angeordnet ist. Über eine Anpassungsstufe 152 ist die Abtriebswelle 106a auch koaxial zur Antriebswelle 1c möglich. Bei den Getriebeausführungen gem. Fig.41, 42, 43 wird im ersten und zweiten Schaltbereich die Leistung über die Stirnradstufe 146 bei abwechselnd geschalteter Kupplung K1 und K2 und im dritten Schaltbereich über eine weitere Stirnradstufe 145 auf die Abtriebswelle 106 übertragen. Für einen möglichen vierten Schaltbereich ist eine weitere Stirnradstufe 148, siehe Fig. 43, vorgesehen, wobei die Leistung über die zweite Ausgangswelle A2 und bei geschlossener Kupplung K2 auf die Abtriebswelle übertragen wird.

Bei Getriebeausführung gem. Fig.44 ist erfindungsgemäß das zugeordnete Getriebe 113 in Planetengetriebe-Bauweise ausgeführt. Die im Summierungsplanetengetriebe aufsummierte Leistung wird bei dieser Getriebeausführung im ersten und im zweiten Schaltbereich bei wechselweise geschalteter Kupplung K1 und K2 über eine Planetenradstufe P4 bei geschlossener Kupplung/Bremse KV auf den Abtrieb übertragen. Im dritten Schaltbereich erfolgt die Leistungsübertragung direkt vom Variator 4d über die zweite Eingangswelle E2 auf die Abtriebswelle 106 durch Schließen der Kupplung K3. Im vierten Schaltbereich wird bei geschlossener Kupplung K2 die Leistung nach Schließen der Kupplung K4 ohne zwischengeschalteter Übersetzungsstufe auf die Abtriebswelle geleitet. Für den Rückwärtsbetrieb ist eine zusätzliche Planetenstufe P3 vorgesehen, welche bei geschalteter Kupplung bzw. Bremse KR über zwei Schaltstufen bei abwechselnd geschalteter Kupplung K1 und K2 die Leistung zum Abtrieb führt.

Das Zusatzgetriebe 113 besteht aus zwei Planetengetriebestufen P3 und P4, wobei die Sonnenräder 115 und 116 mit einer Zwischenwelle 109, welche die Leistung bei geschlossener Kupplung K1 bzw. K2 übertragen, verbunden sind. Das Hohlrad 117 der Planetengetriebestufe P4 wird über eine Kupplung bzw. Bremse KV im ersten und im zweiten Schaltbereich mit dem Gehäuse verbunden. Das Hohlrad 118 der Planetengetriebestufe P3 steht mit der Abtriebswelle 106 sowie mit dem Steg 117a in fester Verbindung. Der Steg 118a der Planetengetriebestufe P3 ist bei Rückwärtsfahrt über eine Kupplung bzw. Bremse KR mit dem Gehäuse 1 verbindbar. Die Zwischenwelle 109 dient zur Leistungsübertragung im ersten, zweiten und gegebenenfalls vierten Schaltbereich.

Funktionsbeschreibung

ERSATZBLATT (REGEL 26)

Der Funktionsablauf ist bei allen Getriebeausführungen Fig.35 bis 44 bezogen auf den jeweiligen Schaltbereich identisch. Im Anfahrzustand bei vorgewählter Fahrtrichtung „Vorwärts“ hat die erste Ausgangswelle A1 aufgrund entsprechend abgestimmter Übersetzung des Summierungsplanetengetriebes und Übersetzungseinstellung des Variators 4d die Drehzahl „Null“. Die Sekundäreinheit 4dB des Variators 4d ist hierbei auf niedrige Drehzahl, bevorzugt auf seine maximale Eigenübersetzung, eingestellt. In diesem Zustand wird vorzugsweise automatisch nach vorgewählter Fahrtrichtung die Kupplung 1 geschaltet. Durch Übersetzungsrückstellung des Variators beginnt die zweite Eingangswelle E2 die Drehzahl zu erhöhen, wodurch die erste Ausgangswelle A1 und somit die Abtriebswelle 106; 109; 109a in entsprechende Drehung versetzt wird. Nach Erreichen der bevorzugt maximalen Verstellgröße des Variators hat die zweite Eingangswelle E2 und somit alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes 301; 101; 201; 401 sowie die Glieder der Kupplung K2 Synchronlauf erreicht. Nun erfolgt die Schaltung in den zweiten Schaltbereich durch Schließen der Kupplung K2 und nachfolgendem Öffnen der Kupplung K1. Der Variator 4d kann nun wieder zurückgeregelt bis zu seinem Übersetzungsmaximum was dem Endübersetzungspunkt bzw. dem Ende des zweiten Schaltbereiches entspricht. Die im Summierungsplanetengetriebe aufsummierte Leistung wird im zweiten Schaltbereich über die zweite Ausgangswelle A2 übertragen. Bei Ausführung mit mehreren Schaltbereichen gem. Fig.41 bis Fig.44 kann am Ende des zweiten Schaltbereiches ein dritter Schaltbereich angeschlossen werden, derart daß eine direkte Triebverbindung mit der Sekundäreinheit 4dB des Variators mit der Abtriebswelle hergestellt wird, z.B. durch Schließen einer Kupplung K3 (siehe dazu Fig.44; 41; 42). Im ersten und zweiten Schaltbereich wird bei diesen Getriebeausführungen die Leistung über eine zusätzliche Übersetzungsstufe, z.B. bei Ausführung Fig.44 über die Planetengetriebestufe P4 bei geschlossener Kupplung KV übertragen. Nach geschaltetem dritten Schaltbereich über die Kupplung K3 wird die Kupplung KV geöffnet und der Variator 4d wieder in die Gegenrichtung verstellt bis am Ende des dritten Schaltbereiches Gleichlauf der Kupplungsglieder K4 entsprechend der Drehzahl der zweiten Ausgangswelle A2 und der mit ihr über die Kupplung K2 noch verbundenen Zwischenwelle 109 erreicht ist. Nun erfolgt die Schaltung in den vierten Schaltbereich durch Schließen dieser Kupplung K4 und nachfolgendem Öffnen der Kupplung K3. Jetzt erfolgt wiederum leistungsverzweigt die Leistungsübertragung durch wiederholte Rückregelung des Variators bis zum anderen Verstellende bis der Endübersetzungspunkt des Getriebes erreicht ist. Für die Rückwärtsfahrt wird nach vorgewählter Fahrtrichtung R die Kupplung bzw. Bremse KR geschlossen, wodurch

eine Drehzahlumkehrung über die Planetengetriebestufe P3 erfolgt. Der Funktionsablauf für Rückwärtsfahrt erfolgt über zwei Rückwärtsbereiche bei geschlossener Kupplung K1 bzw. K2 bei gleichem Funktionsablauf wie bei Vorwärtsfahrt. Bei den Getriebeauführungen mit Vorgelegegetriebe 112, 112a ist der gleiche Funktionsablauf gegeben wie bei Ausf. gem. Fig.44 mit Planetengetriebe-Bauweise 113; das heißt daß im dritten Schaltbereich über eine Stirnradstufe 145 bei geschlossener Kupplung K3 und gegebenenfalls bei dem vierten Schaltbereich über die Stirnradstufe 148 bei geschlossener Kupplung K2 und K4 die Leistungsübertragung erfolgt. Für den Rückwärtsbetrieb kann gleichermaßen bei geschlossener Kupplung K1 bzw. K2 innerhalb von zwei Schaltbereichen die Leistung über eine mit einem Zwischenrad 147a versehene Stirnradstufe 147 zum Abtrieb übertragen werden.

Der mechanische Wandler bzw. Variator 4d kann je nach den gegebenen räumlichen Verhältnissen verschiedenartig angeordnet werden. Zum Beispiel ist vorgesehen, die beiden Einheiten 4dA und 4dB auf einer Achslinie mit der Antriebswelle 1c, wie in Fig.37 oder wie in Fig.36 dargestellt, neben oder über der Antriebswelle 1c anzuordnen, wodurch jeweils eine sehr kompakte Bauweise möglich ist.

Das Getriebe gem. Fig.1; 2: 4 besitzt zwei Vorwärts- und einen Rückwärtsbereich. Das Summierungsplanetengetriebe PS1; PS1' ist vierwellig und besitzt zwei Eingangs- und zwei Ausgangswellen. Auf einem Planetenträger A1' sind ineinandergreifende Planetenräder P11' und P12' angeordnet, wobei in erste Planetenräder P11' ein mit der zweiten Hydrostateinheit B in Triebverbindung stehendes Hohlrad HE2 und in zweite Planetenräder P12' das mit der Antriebswelle 1c; 1c' in Triebverbindung stehende Hohlrad HE1 eingreift und wobei die Stegwelle A1' als erste Ausgangswelle A1' mit einer ersten Kupplung K1 und die zweite Ausgangswelle A2' ein Sonnenrad SA bildet, welches in erste Planetenräder P11' eingreift und mit einer zweiten Kupplung K2 verbindbar ist. Die beiden Ausgangswellen, Steg A1 und Sonnenrad SA, sind über die beiden Kupplungen K1 und K2 mit der Abtriebswelle 2c verbindbar. Eine zweite, bevorzugt dreiwellig ausgebildete Planetengetriebe-Einheit PR1' dient für den Rückwärtsbereich, wobei dessen Hohlrad H3' mit dem Steg A1', dessen Sonnenrad SR' mit der Abtriebswelle 2c und dessen Stegwelle PT2' über eine Kupplung oder Bremse KR mit dem Gehäuse des Getriebes verbindbar

ist. Diese Getriebe-Ausführung besitzt zwei hydrostatisch-mechanische Vorwärts- und einen hydrostatisch-mechanischen Rückwärtsbereich. In einer weiteren, nicht dargestellten Ausführungsform ist die erste Ausgangswelle - Steg A1' - mit dem Sonnenrad SR' und das Sonnenrad SA mit dem Hohlrad H3' verbunden. Diese Ausführung ist vorteilhaft für Fahrzeuge niedrigerer Rückfahrgeschwindigkeit. Die Rückwärts-Fahreinrichtung kann verschiedenartig gestaltet werden, wie in den Fig.15 bis 18 dargestellt.

Bei Getriebe-Ausführungen gem. Fig.1; 2; 7 bis 21 ist gemäß der Erfindung das Hydrostatgetriebe 4c' mit den Einheiten A und B koaxial zum Summierungsplanetengetriebe PS1', den Kupplungen K1 und K2 und dem Planetengetriebe SR' angeordnet. Dies hat den Vorteil, daß die das Hydrostatgetriebe verbindenden Stirnradstufen entfallen können.

Bei Getriebe-Ausführungen gem. Fig.2; 7; 9 u.a. wird die Antriebswelle 1c" durch das Getriebe geführt, welche auf der Ausgangsseite des Getriebes als PTO-Anschluß oder als Zapfwellen-Antrieb oder auch als Antriebswelle dienen kann, genutzt werden kann. Der Getriebe-Abtrieb erfolgt bei dieser Ausführungsform über eine abtriebsseitige Stirnradstufe 2d, welche die Triebverbindung zwischen einem Achsdifferential DIF und der Ausgangswelle 2c' herstellt. Das Achsdifferential DIF ist hierbei koaxial versetzt zur Antriebswelle 1c" angeordnet. Dieses Getriebe eignet sich besonders für Arbeitsmaschinen, wie z.B. Traktoren. Je nach Fahrzeugforderung kann die Stirnradstufe 2d eingespart werden, wie in Fig.3 dargestellt, wobei die Abtriebswelle 2c' die Kegelritzeswelle für den Kegeltrieb des Differentialgetriebes DIF darstellt. Der Kegelradantrieb KE ist hierbei z.B. als Hyboidtrieb mit einem Achsversatz AX ausgebildet, so daß die abtreibende PTO-Welle oder Zapfwelle an einer der beiden Triebwellen TW mit ausreichendem Abstand angeordnet werden kann.

Die Summierungsplanetengetriebe PS1 und PS1' gem. Fig.1 und 2 sind funktionsgleich und unterscheiden sich lediglich darin, daß in Abhängigkeit zur Anordnung des Hydrostatgetriebes 4c und 4c' die Lage der beiden Hohlräder HE1 und HE2 in axialer Richtung vertauscht sind.

Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig.4 ist das Hydrostat-Getriebe 4c parallel versetzt zur Antriebswelle 1c" angeordnet, wobei der Antrieb der ersten Hydrostat-Einheit A koaxial am Getriebeausgang über eine Stirnradstufe 10b" erfolgt und die Triebverbindung der zweiten Hydrostat-Einheit B über eine eingangsseitig angeordnete Stirnradstufe 228' erfolgt. Die Schaltwalze 5c, welche das Summierungsplanetengetriebe und die Schaltkupplung enthält, ist hier ebenfalls auf der Antriebswelle 1c" angeordnet, wobei in Verlängerung dieser Welle 2e der Anschluß für die Zapfwelle bzw. PTO sehr vorteilhaft für einen Traktor realisierbar ist.

Die Getriebeausführung gem. Fig.6 ist ähnlich der Ausführung gem. Fig.4 und weist den Unterschied auf, daß das parallel versetzt zur Antriebswelle angeordnete Hydrostat-Getriebe 4c' so ausgebildet ist, daß die zweite Hydrostat-Einheit B auf der Antriebswelle 6c' angeordnet ist, so daß beide Hydrostat-Einheiten A und B antriebsseitig angetrieben werden können, wobei über eine erste Stirnradstufe 10b' die erste Hydrostat-Einheit A und über eine danebenliegende zweite Stirnradstufe 228' die Triebverbindung zwischen der zweiten Hydrostat-Einheit B und der auf der Antriebswelle 1c angeordneten Schaltwalze 5c hergestellt werden kann.

Anstelle des Summierungsplanetengetriebes PS1' ist ein weiteres funktionsgleiches Summierungsplanetengetriebe PS1" gem. Fig.5 erfindungsgemäß anwendbar, welches aus zwei Planetenradsätzen besteht, wobei der erste Planetenradsatz über eine Stegwelle St1" mit der ersten Eingangswelle E1' verbunden ist. Die zweite Eingangswelle E2' ist mit dem Hohlrad H2" der zweiten Planetengetriebestufe verbunden. Die erste Ausgangswelle A1' steht in fester Verbindung mit dem Hohlrad H1" der ersten Planetenradstufe und der Stegwelle St2" der zweiten Planetengetriebestufe und die zweite Ausgangswelle A2' ist mit dem Sonnenrad S1' der ersten und mit dem Sonnenrad S2' der zweiten Planetenradstufe verbunden.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig.6 besitzt ein parallel zur Antriebswelle versetzt angeordnetes Hydrostat-Getriebe 4c', welches so ausgebildet ist, daß getriebeeingangsseitig die Triebverbindungen zur ersten Hydrostat-Einheit A und der zweiten Hydrostat-Einheit B möglich ist. Über eine erste Stirnradstufe 10b' ist die Antriebswelle 1c mit der ersten Hydrostat-Einheit A verbunden. Eine danebenliegende Stirnradstufe 228' verbindet die zweite Hydrostat-Einheit B mit dem in der Schaltwalze 5c angeordneten Summierungsplanetengetriebe. Die Schaltwalze 5c mit dem Summierungsplanetengetriebe und den Schaltkupplungen ist hier ebenfalls auf der Antriebswelle 1c angeordnet und kann in Verlängerung (Welle 2e) die Verbindung zur Zapfwelle bei einem Traktor bzw. eine PTO in achsgleicher Lage zur Antriebswelle 1c herstellen. Der Abtrieb zum Differential DIF erfolgt über eine Stirnradstufe 2d. Das Achsdifferential DIF und die

zweite Abtriebswelle 2c" kann achsversetzt zur Antriebswelle, wie in Fig.6 dargestellt oder auch in achsgleicher Ausführung, wie in Fig.3 dargestellt, ausgeführt werden.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig.7 ist ähnlich der Getriebe-Ausführung nach Fig.2, jedoch mit dem Unterschied, daß anstelle des Summierungsplanetengetriebes PS1' das funktionsgleiche Summierungsplanetengetriebe PS1", wie in Fig.5 dargestellt, verwendet wird. Desweiteren ist der Vorderradantrieb mit der Abtriebswelle 2VA und der entsprechenden Kupplung KVA, z.B. für die Anwendung in einem Traktor, dargestellt.

Mit der Getriebe-Ausführung gem. Fig.9 wird der Einbau des Getriebes nach Art der Modulbauweise, z.B. für die Anwendung in einem Traktor, aufgezeigt. Das hier dargestellte Getriebe entspricht der Getriebe-Ausführung nach Fig.7. Die beiden Baueinheiten - Hydrostat-Getriebe 4c und die Schaltwalze bzw. Getriebewalze 5c' mit Summierungsplanetengetriebe und den Kupplungen und ggf. der Rückfahr-Planetenstufe PR1' u. einer Bremse bzw. Kupplung KR - sind coaxial zueinander angeordnet und werden bei dieser Bauart bevorzugt als eine komplette Baueinheit von außen in das Hauptgehäuse 1 eingesetzt, wobei die Eingangswelle 1ca über ein Verbindungselement F1 mit der Antriebswelle 1c und die Abtriebswelle A' über eine weitere Verbindung F2 sowie einer mit der Antriebswelle gekoppelten, durch das Getriebe führende Zwischenwelle 2e mit einem Verbindungselement F3 mit einer PTO- oder Zapfwelle verbunden ist. Die Verbindungen F1, F2 und F3 sind bevorzugt mechanische Verbindungen, die als Schraub-Flanschverbindung oder/und Mitnahmeverbindung mit Zahnprofil, z.B. als Muffenverbindung, u.a. bekannter Art ausführbar sind. Für das Hydrostat-Getriebe 4c ist zweckmäßigerweise zur Abstützung des Reaktionsmomentes eine elastische Drehmomentstütze 4e vorgesehen, wie sie z.B. vorteilhaft in der noch nicht veröffentlichten DE 197 27 360.2 in Fig.1ba, 1bb und 1bc dargestellt und beschrieben ist. Die elastische Abstützung wird z.B. in diesem Fall vorteilhaft durch in Ausnehmungen oder Mitnahmeöffnungen des Gehäuses und des Hydrostatgetriebes eingelegte Gummi-Elemente 4f bzw. 4g, die eine Kugel- bzw. Kegelform aufweisen, realisiert. Die genannten Mitnahmeöffnungen 4h' können direkt wie dargestellt eingearbeitet oder in ein separates, nicht dargestelltes, drehfest verbundenes Element, z.B. einem Blechkörper, untergebracht sein wie in vorgenannter DE in Fig. 1ba Teil 9e gezeigt.

Diese Getriebe-Ausführung gem. Fig.8 ist sehr kostengünstig, da das Hydrostat-Getriebe 4c auf der Antriebswelle 1c und dazu auch die Schaltwalze oder Getriebewalze 5c' mit dem Summierungsplanetengetriebe und den Schaltkupplungen coaxial zueinander angeordnet sind. Auf diese Art entfallen die sonst sehr kostenintensiven Triebverbindungen durch Stirnräder, die

z.B. bei achsversetzter Anordnung des Hydrostat-Getriebes erforderlich sind. Bei Anwendung in einem Traktor ist ausreichend Baulänge vorhanden, so daß diese Bauweise problemlos anwendbar ist. Außer der Triebverbindung zum Achsdifferential DIF über eine Stirnradstufe 2d sind keine Stirnradstufen bzw. Zahnräder bis zum Antrieb der Hinterachse erforderlich. Die Ölleitungen für die Steueröl-Versorgung für die Kupplungen K1 und K2 und gegebenenfalls auch für KR sowie die Schmierölversorgung u.a. können auf sehr kostengünstige und einfache Weise durch ein Trägerelement 1b (siehe auch Fig.11), welches auch mit dem Gehäuse 1 koppelbar ist, geführt und auf die entsprechenden Bauelemente übertragen werden. Steckverbindungen, z.B. mit Steck-Anschluß 3a Fig.11 (nicht näher dargestellt) nach bekannte Art zwischen einem Steuergerät 1e; 1e' und dem Trägerelement 1b des Getriebemoduls HVG stellen die notwendige Ölverbindung her. Die genannten Steckverbindungen sind Rohrverbindungen mit elastischen Dichtungselementen, z.B. O-Ringen an den jeweiligen Anschlußstellen sorgen außerdem für eine Geräuschisolierung und lassen außerdem Ausgleichsbewegungen zu, die z.B. zwischen dem Hydrostat-Getriebe 4c und dem Gehäuse aufgrund der elastischen Drehmoment-Ablagerung 4e auftreten können. Das Getriebe HVG ist verschiedenartig ausführbar und kann als Ein- oder Zweibereichsgetriebe, wie in Fig.1, 2, 7, 8 bis 14 und 26 ausgeführt, oder als Drei-, Vier- und Mehrbereichsgetriebe, wobei z.B. der innere Getriebeaufbau bzw. das Getriebekonzept wie in Fig.21 dargestellt, Anwendung finden.

Die Getriebe Ausführung gem. Fig.7, 9 bis 14 und 1 bis 3 ist bevorzugt für Traktoren der niedrigeren Leistungsklasse anwendbar, wobei der erste Schaltbereich bevorzugt zwischen 0 und 16 und der zweite Schaltbereich zwischen 16 und 50 km/h liegen kann. Bei dieser Bereichsaufteilung liegt der Best-Wirkungsgrad, bei dem die hydrostatische Leistung Null ist, im Hauptgeschwindigkeitspunkt von 8 km/h.

Die Funktion dieser Getriebe-Ausführung sowie aller Getriebe-Ausführungen Fig.1 bis 8 ist in Bezug auf die jeweiligen Schaltbereiche identisch mit der in der EP 0 831 252 A2 bzw. DE 197 41 510A1 beschriebenen Getriebe-Ausführung gem. Fig. 3, wobei zu berücksichtigen ist, daß bei den Getriebe-Ausführungen mit zwei Vorwärts- und nur einem Rückwärtsbereich der jeweilige Rückwärtsbereich funktionsgleich wie der erste Vorwärtsfahrbereich ist, wobei die Drehrichtungsumkehr jeweils durch einen zusätzlichen Planetentrieb realisiert wird.

Funktion der Getriebe Fig.1 bis 20

Bei gestartetem Motor und vorgewählter Fahrtrichtung „Vorwärts“ ist die zweite Hydrostat-Einheit B auf negative Verstellgröße, bevorzugt maximale negative Stellgröße, eingestellt. Das Summierungsplanetengetriebe ist hierbei so ausgelegt, daß die erste Ausgangswelle A1 die Drehzahl „Null“ aufweist, so daß die erste Bereichskupplung K1 mit der stehenden Abtriebswelle A gekoppelt werden kann. Der erste Fahrbereich wird nun durch Hydrostat-Verstellung, bevorzugt bis zu seinem Endstellpunkt, in positive Drehrichtung durchfahren bis Synchronlauf der zweiten Ausgangswelle A2 mit der Kupplung K2 erreicht wird. Nach Schließen der Kupplung K2 und Öffnen der Kupplung K1 wird nun der zweite Schaltbereich durch Hydrostat-Rückregelung in die andere Verstellrichtung bis zu seinem Verstellende durchfahren. Für den Rückwärtsbetrieb dient eine Rückwärtsfahreinrichtung, bevorzugt über ein Planetengetriebe, in verschiedenen Ausführungen wie in Fig.15 bis 17 dargestellt und an anderer Stelle bereits beschrieben. Im Rückwärtsbereich wird die erste Ausgangswelle A1 durch Schließen einer Kupplung bzw. Bremse KR mit der Abtriebswelle 2c; 2c' in Triebverbindung gesetzt, wobei die Drehzahlumkehrung durch Verbinden einer Stegwelle Pt2 mit dem Gehäuse erfolgt.

Bei den Getriebe-Ausführungen gem. Fig.21, 22 und 23 handelt es sich um Getriebe-Ausführungen mit mehr als zwei Schaltbereichen. Diese Getriebe-Ausführungen besitzen ein Summierungsplanetengetriebe P2 mit zwei Eingangswellen E1 und E2 und drei Ausgangswellen A1, A2 und A3. Diese Getriebe-Ausführungen sind in den bekannten Druckschriften DE39 29 209 bzw. EP 0 386 214 oder DE 40 27 724 näher beschrieben. Wie bei oben genannten Getriebe-Ausführungen ab Fig.1 ist für den ersten und zweiten Schaltbereich gleicher Funktionsablauf gegeben, wobei jedoch im ersten und zweiten Schaltbereich ein Untersetzungsgetriebe P3 zwischengeschaltet ist, welches bei Schließen bei entsprechender Kupplung bzw. Bremse KV und einer weiteren Kupplung K5 zur Leistungsübertragung dient. Im dritten Schaltbereich wird bei dieser Getriebe-Ausführung die dritte Ausgangswelle A3 des Summierungsplanetengetriebes mit dem Abtrieb durch Schließen einer Kupplung K3 verbunden. Am Ende des zweiten Schaltbereiches haben die dritte Ausgangswelle A3 sowie alle Glieder der Kupplung K3 Gleichlauf erreicht, so daß diese Kupplung K3 geschlossen und die Kupplung KV geöffnet werden kann. Die Kupplung K2 bleibt hierbei geschlossen. Durch entsprechende Rückregelung des Hydrostaten in die andere Verstellendgröße ist nun der dritte Schaltbereich durchfahrbar, wobei am Ende dieses Bereiches alle Glieder der Kupplung K4 Synchronlauf erreicht haben, um diese schließen und danach die Kupplung K3 öffnen zu können. Durch wiederholte Rückregelung des Hydrostaten bis zum anderen Endpunkt der Verstellung ist nun der vierte Fahrbereich zu durchfahren.

Ein weiteres Erfindungsmerkmal zeichnet sich besonders dadurch aus, daß das stufenlose Getriebe HVG; MVG, das bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bildet, in das Getriebe-Gehäuse auf einer Seite, durch eine Gehäuseöffnung 1a' rechts, links, oben oder unten, eingeführt werden kann und durch eine Befestigungseinrichtung F5 und F6, wie in Fig.8 und Fig.9 dargestellt, am Getriebegehäuse 1 befestigt wird, wobei die Befestigungseinrichtung F5 und F6 so ausgebildet ist, daß Verwindungen des Gehäuses 1, wie es z.B. bei Traktoren mit selbsttragendem Gehäuse, insbesondere bei einseitigen Stoßbelastungen oder durch Unebenheiten der Fahrbahn auftreten können, keine schädigende Deformationswirkung oder/und Schwingungen auf das Getriebe HVG; MVG wirksam werden kann. Zu diesem Zweck wird das stufenlose Getriebe auf einer Stelle, z.B. an der Eingangs- oder Ausgangsseite, über zwei oder mehrere Befestigungen F5 Punkt II, F5 Punkt III und auf der anderen Seite nur an einem Befestigungspunkt F6 Punkt I befestigt. Die erstgenannte Befestigungsstelle F5 besitzt wenigstens zwei Befestigungspunkte F5II, F5III, an der das Reaktionsmoment des Getriebes aufgenommen wird; auf der gegenüberliegenden Befestigungsstelle F6 ist kein Drehmoment bzw. Reaktionsmoment des Getriebes zu übertragen, da diese Befestigungsstelle F6 vorwiegend zur Lagefixierung des Getriebes HVG; MVG dient. Auf diese Weise wird erzielt, daß oben genannte lastabhängige bzw. stoßabhängige Gehäuseverformungen des Hauptgehäuses 1 von Bauelementen des stufenlosen Getriebes HVG; MVG ferngehalten werden und auch das Geräusch- und Schwingungsverhalten nach außen abgebaut wird. Die Befestigungsart entspricht einer Dreipunktlagerung bezogen auf die jeweiligen Eckpunkte der Befestigung F6 Punkt I und F5 Punkt II und Punkt III (siehe Fig.9, sie stellt die Draufsicht auf die Flanschfläche von Fig.8 dar). Um eine sichere Abstützung des Reaktionsmomentes zu gewährleisten, können auf der drehmomentaufnehmenden Seite F5 beliebig viele Befestigungspunkte, z.B. in Form einer mit mehreren Schrauben ausgeführten Schraubverbindung, verwendet werden. Die Befestigungsseite F5 kann, wie erwähnt, an der Getriebeeingangs- oder -ausgangsseite oder auch dazwischen liegen, wobei jedoch darauf zu achten ist, daß ausreichend großer Abstand zwischen den Befestigungspunkten F6 und F5 gegeben ist. Bevorzugt sollte dafür die mit höherem Drehmoment belastete Ausgangsseite F5 verwendet werden. Zur genauen Lagefixierung können Zentrierstifte dienen. Die Getriebebefestigung F5, F6 kann vorzugsweise am Getriebegehäuse 1, wie erwähnt, oder auch am Getriebedeckel 1a vorgesehen sein. Zu bevorzugen ist jedoch die Befestigung des Gesamtgetriebes am Getriebegehäuse. Dies hat den Vorteil, daß der Befestigungsrahmen des Getriebes HVG; MVG mit Öffnungen zur Montage der Wellenverbindungen F1 und F2 der Eingangs- und

Ausgangswelle des Getriebes versehen werden kann. Ein weiterer Vorteil hinsichtlich des Geräuschverhaltens ist bei dieser Lösung dadurch gegeben, daß Körperschallschwingungen des Getriebes vom Gehäusedeckel ferngehalten werden können. Um Fertigungsungenauigkeiten ausgleichen zu können bzw. mit dem Ziel höhere Fertigungsungenauigkeiten zulassen zu können, ist es zweckmäßig, die Wellenverbindungen F1 und F2 am Getriebeein- und -ausgang mit entsprechend großem Spiel zu versehen oder kardanische Verbindungen in bekannter Art, z.B. in Zahnmuflenart, vorzusehen. Die beschriebene Erfindung hat den weiteren Vorteil, daß ein sehr schneller Austausch des Getriebes HVG; MVG möglich ist und damit Werkstattkosten und der Werkstattaufenthalt auf ein Mindestmaß gesenkt werden kann und darüber hinaus das Getriebe HVG; MVG separat komplett herstell- und prüfbar ist und als Austauschgetriebe dienen kann.

Eine weitere Ausführungsform der Erfindung sieht vor, wie in Fig.12 dargestellt, daß das stufenlose Getriebe bzw. stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe HVG; MVG als Kompaktgetriebe in kompletter oder teilkompletter Ausführung eingangs- und ausgangsseitig über jeweils eine Zentrierlagerung F7 und F8 gelagert ist, wobei über eine oder mehrere, vorzugsweise geräuschkindernde elastische Drehmomentstützen 4e' das Reaktionsmoment des Getriebes HVG; MVG am Getriebegehäuse 1 oder an einem der feststehenden Gehäuse-Elemente, z.B. dem Getriebedeckel 1a abgestützt wird. Die zentrale Getriebe Lagerung F7 bzw. F8 kann zusätzlich mit zwischengelagerten geräusch- und schwingungsmindernden Lagerelementen F9' zur Optimierung des Geräuschverhaltens ausgeführt werden. Die Drehmomentstütze kann verschiedenartig ausgebildet sein, z.B. ähnlich wie in Fig.11 dargestellt, bei der die zwischengelagerten elastischen Elemente 4f oder 4g zwischen einem mit dem Gehäuse verbundenen Trägerelement F7' bzw. F8' und dem Gehäuse-Element G des stufenlosen Getriebes zur Aufnahme des Reaktionsmomentes zwischengelagert sind, wobei eine beliebige Anzahl der elastischen Elemente 4f bzw. 4g, z.B. in Kugel- 4f oder Kegelform 4g, vorgesehen werden können. Die Drehmomentstütze kann zusätzlich auch für die Axialfixierung des Getriebes ausgelegt werden. Im Hinblick auf Montagefreundlichkeit ist eingangs- und ausgangsseitig jeweils ein Trägerelement F7' bzw. F8', vorzugsweise in Flanschform mit Zentrierung, vorgesehen, welches z.B. über eine Schraubverbindung F4' die Verbindung des Getriebes MVG; HVG mit dem Hauptgehäuse 1 auf einfache und montagefreundliche Weise ermöglicht. Die vorbeschriebene Getriebeausführung ist für Inline-Bauweise, wie z.B. in den Fig.7 bis 14 und 19 dargestellt, als auch für Bauformen mit achsversetztem Hydrostatgetriebe, wie in den Fig.4; 6; 23 aufgezeigt, anwendbar, wobei jedoch die beiden Getriebe Lagerstellen F7 und F8 koaxial zur Eingangswelle 1c

liegen müssen (in den Zeichnungen nicht dargestellt). Hydrostat-Getriebe mit Summierungs- und Schaltgetriebe 5c bilden bei letztgenannter Ausführung ebenfalls eine komplette Baueinheit. Bei dieser Ausführungsform gem. Fig.12 ist das stufenlose Getriebe MVG; HVG wie in den bereits beschriebenen Ausführungsformen seitlich durch eine Gehäuseöffnung 1a' einfuhr- und einmontierbar, um die Vorteile der Montage- und Servicefreundlichkeit, wie bereits beschrieben, zu nutzen. Es ist aber auch nach überlicher Art in ein Getriebegehäuse, z.B. ohne seitlichem Gehäusedeckel, einbaubar.

Die Erfindung zeichnet sich desweiteren dadurch aus, daß wie in den Figuren 10; 11; 13; 14 und 26 dargestellt und an obiger Stelle teilweise erläutert, das komplette oder nahezu komplette stufenlose Leistungsverzweigungsgetriebe (hydrostatisches Verzweigungsgetriebe HVG) eine Getriebe-Einheit bildet, die verschiedenartig, das heißt in verschiedenen Ausführungsformen der Leistungsverzweigung, insbesondere, wie bereits erwähnt, mit unterschiedlicher Anzahl an Schaltbereichen, z.B. als Einbereichsgetriebe (nicht dargestellt) oder als 2-Bereichsgetriebe Fig.7 oder 4-Bereichsgetriebe, z.B. Fig.21; 26, ausgeführt sein kann und an verschiedene Fahrzeugforderungen anpaßbar ist. Das Leistungsverzweigungsgetriebe HVG ist hierbei als Kompakt-Getriebe mit oder ohne Steuergerät 1e ausgebildet, das auf sehr einfache Art und Weise in die Gehäuseöffnung 1a' eines Hauptgehäuses 1, z.B. bei einem Traktor, eingeführt werden kann und nur auf einer Seite, insbesondere der Abtriebsseite über eine Verbindungseinrichtung, insbesondere einer Schraubverbindung F4, mit dem Hauptgehäuse 1 verbindbar ist. Die Gehäuse-Öffnung 1a' kann hierbei relativ klein sein, da durch die spezielle Getriebeform des HVG, insbesondere durch die Inline-Bauweise, die in der aufgezeigten Ausführung annähernd in einer zylindrischen Form ausführbar ist und wie in der Fig.11 dargestellt, geringen Einbau- bzw. Montageraum 1a" beansprucht. Das Steuergerät 1e bzw. 1e' ist hierbei zweckmäßigerweise am Getriebe-Gehäuse 1, z.B. mit Steckverbindungen, wie bereits beschrieben, für die Steuerdruck-, Schmierölverbindung u.a. oder, wie in Fig.26 dargestellt, am Gesamtgetriebe HVG angebracht.

Die antriebsseitige Verbindung mit dem Fahrzeugmotor kann auf übliche bekannte Art erfolgen, z.B. durch eine Muffen- oder Flanschverbindung (nicht dargestellt) oder auch einer direkten Verbindung mit dem Schwungrad des Antriebsmotors mittels eines zwischengeschalteten Schwingungsdämpfers wie ansich bekannt.

Durch den Wegfall von Stirnradstufen, die z.B. bei parallel versetzt angeordnetem Hydrostat-Getriebe als Triebverbindung erforderlich sind, ergeben sich besondere Vorteile

hinsichtlich Bauraum, Kosten, Wirkungsgrad, Montage- und Servicefreundlichkeit und auch Geräuschverhalten. Desweiteren besteht der Vorteil, daß ein sehr rascher Getriebe-Austausch (Austausch-Getriebe) möglich ist und Werkstattkosten und Werkstattzeit auf ein Mindestmaß gesenkt werden können. Damit werden wesentliche Aufgaben dieser Erfindung erfüllt.

Bei Getriebe, wie in den Figuren 7 bis 11 dargestellt, ist der Antriebsmotor bevorzugt achsgleich zur Antriebswelle 1c des Getriebes angeordnet, wobei das Achsdifferential DIF achsversetzt zur Antriebswelle liegt. Dies hat den Vorteil, daß ein einfacher Zapfwellenanschluß ohne zwischengeschaltete Stirnradstufen möglich ist, indem die Antriebswelle 1c zentral durch das Getriebe geführt wird und der Zapfwellenanschluß über eine Wellenverbindung F3, z.B. in Form einer Steckverbindung mit Mitnahmeprofil realisierbar ist. Bei Ausführung gem. Fig.13. 14 und 26 erfolgt der Getriebe-Abtrieb auf gleicher Höhe wie das Achsdifferential DIF. Bei dieser Ausführung ist es nicht erforderlich, die Antriebswelle 1c durch das Getriebe bis zum Abtrieb zu führen. Je nach Fahrzeugforderungen kann hier eine entsprechende Auswahl aus den verschiedenen Ausführungsformen der Getriebe getroffen werden. Bei Getriebe-Ausführung gem. Fig.14 ist die Antriebswelle 1c' achsversetzt zur Antriebswelle des Getriebes HVG dargestellt, wobei über eine Stirnradstufe 26c' die Triebverbindung zur Antriebswelle 1c und dem Getriebe HVG hergestellt wird. Der Zapfwellenanschluß erfolgt bei dieser Getriebe-Ausführung durch eine über oder neben dem Getriebe HVG parallel versetzt angeordneten Welle 2e. Bei dieser Ausführungsform gem. Fig.14 ist es zweckmäßig, die Gehäuse-Öffnung auf einer der Getriebe-Seiten anzubringen (nicht dargestellt).

Das Getriebe HVG kann auch als separates stufenloses Getriebe mit komplett abgeschlossenem Gehäuse ausgeführt werden wie in Fig.26 dargestellt, welches z.B. an eine Fahrzeugachse über eine entsprechende Verbindung (Schraubverbindung F4) anbaubar ist. Wie in Fig.11 dargestellt, ist gem. der Erfindung das Hydrostat-Getriebe 4c als eine eigene oder als extra abgekapselte Baueinheit mit den Hydrostat-Einheiten A und B ausgebildet, auch das Summierungsplanetengetriebe in verschiedensten Ausführungsformen, wie bereits oder nachfolgend beschrieben, und die Kupplungen bzw. Bereichskupplungen oder/und Bremsen zum Schalten der entsprechenden Schaltbereiche sind erfindungsgemäß vorteilhafter Weise zu einer Baueinheit in Form einer Getriebewalze 5c zusammengefaßt. Hydrostat-Getriebe 4c und die Getriebewalze 5c werden über ein Gehäuse bzw. Trägerelement G miteinander verbunden. Das Hydrostat-Getriebe 4c ist, wie in ähnlicher Form bereits beschrieben, gemäß der Erfindung gegenüber dem Gehäuse und Trägerelement G geräusch- und schwingungsmindernd gelagert.

durch eine entsprechende, bevorzugt elastische Dämpfungseinrichtung 4e, 4h. Auf sehr kostengünstige Weise werden gem. der Erfindung elastische, insbesondere aus Gummi bestehende Elemente 4f bzw. 4g in entsprechende Ausnehmungen 4e', die in das Hydrostat-Gehäuse 4c und das Trägerelement G eingearbeitet sind, eingelagert. Die elastischen Dämmelemente können in Kugelform 4f oder Kegelform 4g oder in weiteren, nicht dargestellten Formen ausgebildet sein. Die entsprechenden Ausnehmungen 4e' am Hydrostat-Getriebe 4c und dem Trägerelement G stellen hierbei vorzugsweise Kegelbohrungen dar, so daß bei Auftreten eines Reaktionsmomentes am Hydrostat-Getriebe neben der Drehmoment-Abstützung eine dem Drehmoment entsprechende Axialkraft erzeugt wird, die an einem entsprechenden Dämmelement 4h, der bevorzugt als Reibring ausgebildet ist, abgestützt wird. Dies hat den Vorteil einer sehr wirkungsvollen Reibdämpfung. Die vorgenannten Kegelbohrungen 4e' sind sehr kostengünstig, jeweils in einem einzigen Arbeitsgang herstellbar. Die Öl- und Steuerdruckverbindungen vom Steuergerät 1i zum hydrostatischen Verzweigungsgetriebe HVG erfolgt zweckmäßigerweise über Steckverbindungen, die über bekannte Anschlüsse 3a mit O-Ring-Abdichtung ebenfalls kostengünstig realisierbar ist.

Die erfindungsgemäße Getriebe-Ausführung hat den weiteren Vorteil, daß der Achsabstand a' sehr klein und somit den unterschiedlichsten Fahrzeugforderungen angepaßt werden kann.

Wie bereits erwähnt, sind verschiedene Ausführungen des Leistungsverzweigungsgetriebes möglich. In Fig.19 ist ein Leistungsverzweigungsgetriebe dargestellt, bei dem zwischen dem Hydrostat-Getriebe 4c und dem Summierungsplanetengetriebe PS3 die Schaltkupplungen K1, K2 angeordnet sind. Das Summierungsplanetengetriebe PS3, gem. Fig.19, ist vierwellig ausgebildet und besitzt drei Eingangs- und eine Ausgangswelle. Die erste Eingangswelle E1 ist mit der ersten Hydrostat-Einheit A und der ersten Welle a2' des Summierungsplanetengetriebes ständig verbunden. Die zweite Eingangswelle E1' sowie die zweite Eingangswelle E2' des Summierungsplanetengetriebes ist wechselweise über Kupplung K1 bzw. K2 mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbindbar. Die Ausgangswelle A1' des Summierungsplanetengetriebes ist mit der Abtriebswelle A' des Getriebes ständig verbunden oder, wie dargestellt, über eine Kupplung KV verbindbar. Das Summierungsplanetengetriebe PS3 besitzt eine mit der Ausgangswelle A1' verbundene Stegwelle, auf der ineinandergreifende Planetenräder P1 angeordnet sind. In erste Planetenräder greift ein mit der ersten Bereichskupplung K1

verbindbares Hohlrad H1' sowie ein mit der zweiten Kupplung K2 verbindbares Sonnenrad S1' ein. Zweite Planetenräder kämmen mit einem mit der Antriebswelle E1 verbundenem Hohlrad H2'. Das Summierungsplanetengetriebe PS3 ist verschiedenartig ausführbar, z.B. auch mit zwei Planetensätzen wie in der EP 0 242 372 Fig. 1 dargestellt. Die Getriebe-Ausführung gem. Fig.19 besitzt zwei Vorwärts- und zwei Rückwärtsbereiche, wobei für den Rückwärtsbetrieb vorzugsweise ein Planetengetriebe PR4 vorgesehen ist, welches bei geschalteter Kupplung bzw. Bremse KR eine Fahrtrichtungs- bzw. Drehrichtungsumkehr bewirkt. Die Ausgangswelle A1' kann hierbei mit einem Sonnenrad und die Abtriebswelle A' mit einem Hohlrad ausgestattet sein, wobei der Steg der Planetenräder über eine Kupplung bzw. Bremse KR mit dem Getriebegehäuse für Rückwärtsfahrt verbindbar ist. Für die Vorwärtsfahrt wird die Ausgangswelle A1' über eine Kupplung KV mit der Getriebeausgangswelle A', wie bereits erläutert, verbunden. Je nach Fahrzeugforderungen kann die maximale Rückfahrgeschwindigkeit beliebig angepaßt werden durch entsprechende Auswahl des Planetengetriebes aus der Planetengetriebereihe PR4, PR5, PR6 und andere, wie z.B. in den Zeichnungen gem. Fig.15, 16 und 17 dargestellt und an früherer Stelle beschrieben.

Eine weitere Getriebe-Ausführung gem.Fig.20 ist funktionsgleich mit der Ausführung gem. Fig.19. Der Unterschied liegt lediglich in einem anderen Aufbau des Summierungsplanetengetriebes 187. Das Summierungsplanetengetriebe 187 besteht aus zwei Planetenradstufen P1 und P2, wobei die Eingangswelle E2' mit dem Hohlrad 182 der ersten Planetengetriebestufe und beide Sonnenräder 185 und 186 der ersten und zweiten Planetengetriebestufen mit der Eingangswelle E2' verbunden sind. Der Steg 188 der zweiten Planetengetriebestufe P2 ist mit der ersten Eingangswelle E1 und die Stegwelle 183 der ersten Planetengetriebestufe P1 sowie das Hohlrad 184 sind mit der Ausgangswelle A1' gekoppelt.

Mit dem Ziel, die maximale Rückfahrgeschwindigkeit oder Anfahrzugkräfte unterschiedlichen Fahrzeugforderungen anpassen zu können, sieht die Erfindung verschiedene Ausführungsformen der Rückfahreinrichtung vor wie in den Fig.15, 16, 17, 18 dargestellt. Vorgenannte Rückfahreinrichtungen sind bevorzugt für die Getriebe-Ausführungen nach Fig.7 bis 14 anwendbar, wobei der wesentliche Unterschied darin liegt, daß ein Abtriebsglied des Getriebes mit verschiedenen Planetengetriebe-Ausführungen - PR4, PR5, PR6 - verbindbar ist, wobei bei PR4 das genannte Getriebe-Abtriebsglied mit einem Sonnenrad S4 und die Getriebe-Ausgangswelle A'; A" mit einem Hohlrad H4 verbunden ist und die Stegwelle St4 mit dem Gehäuse über eine Kupplung oder Bremse KR verbindbar ist. Bei Ausführung gem. Fig.16 besitzt

die Rückfahreinrichtung ein Planetengetriebe PR5, wobei auf einer Stegwelle ineinandergreifende Planetenräder P11 und P12 angeordnet sind, wobei in erste Planetenräder P11 ein mit einem Getriebe-Abtriebsglied verbundenes Hohlrad H3' eingreift und die Getriebeausgangswelle A'; A" mit einem weiteren Hohlrad H3", das in zweite Planetenräder P12 eingreift, verbunden ist. Die Rückfahreinrichtung gem. Fig.17 besitzt ein Planetengetriebe PR6 mit ineinandergreifende Planetenräder P11 und P12, die auf einer Stegwelle St6 gelagert sind. Ein Abtriebsglied des Getriebes greift hierbei in ein Sonnenrad S6 ein, das mit ersten Planetenrädern P11 kämmt. Die Abtriebswelle A'; A" ist mit einem mit zweiten Planetenrädern P12 eingreifendes Sonnenrad S6' verbunden. Die Stegwellen St4; St5; St6 sind für den Rückfahrbereich jeweils über eine Bremse bzw. Kupplung KR mit dem Gehäuse verbindbar. Für niedrigere Rückfahrgeschwindigkeiten eignet sich die Ausführung gem. Fig.15 und für hohe Rückfahrgeschwindigkeit die Ausführung wie bereits in den Komplett-Getrieben Fig.10 bis 14 gezeigt. Bei Forderung nach annähernd gleichen Anfahrzugkräften wie bei Vorwärtsfahrt und gleichen Geschwindigkeitsverhältnissen eignen sich die Rückfahreinrichtungen mit den Planetengetrieben PR5 oder PR6 wie in den Fig.16 bzw. 17 dargestellt.

Für die Forderung nach annähernd gleichen Vorwärts-/Rückwärtsfahrgeschwindigkeiten oder gleicher Anzahl an Rückfahrbereichen ist vorgesehen, ein komplettes Wendegetriebe gem. Fig.18 mit der Antriebswelle A'; A" zu verbinden. Wie in Fig.17 gezeigt, wird ein Planetengetriebe PR6 mit einer am Gehäuse 1: G koppelbaren Stegwelle verwendet, auf der ineinandergreifende Planetenräder P11 und P12 angeordnet sind, wobei in erste Planetenräder P11 ein an der Ausgangswelle A' befestigtes Sonnenrad S6 und in zweite Planetenräder P12 ein mit der Abtriebswelle a2 verbundenes Sonnenrad S6' eingreift. Alle Ausführungsformen, wie in Fig.15 bis 17 dargestellt, sind dafür verwendbar unter der Voraussetzung, daß das entsprechende erste Planetenglied S4; H3'; S6 an der Ausgangswelle A'; A" angeschlossen wird.

Die Funktion des Getriebes nach Fig.19 entspricht in der Schaltweise bzw. im Schaltablauf und dem hydrostatischen Drehzahlverhalten der Getriebe-Ausführung nach Fig.7, wobei im Anfahrzustand bei Fahrgeschwindigkeit „Null“ und geschlossener Kupplung K1 das Hydrostat-Getriebe vorzugsweise von einem bis zum anderen Übersetzungs-Endpunkt voll durchgeregelt wird, wobei am Ende des ersten Schaltbereiches alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes PS3 sowie die Glieder der zweiten Bereichskupplung K2 Synchron-Lauf aufweisen. In diesem Zustand kann die Kupplung K2 geschlossen und danach die Kupplung K1 geöffnet werden und darauf folgend das Hydrostat-Getriebe in die Gegenrichtung verstellt werden bis zu seinem

Verstell-Endpunkt, an dem die Endübersetzung des Getriebes bzw. die Maximalgeschwindigkeit des Getriebes erreichbar ist. Das Getriebe besitzt somit zwei hydrostatisch-mechanische Schaltbereiche ähnlich wie vorgenannte Ausführung gem. Fig.7. Alle Kupplungsschaltungen finden bei Synchronlauf der Kupplungsglieder statt, wobei im Anfahrzustand bei Fahrgeschwindigkeit „Null“ die Welle E1' des Summierungsplanetengetriebes gleiche Drehzahl in gleiche Drehrichtung als die zweite Hydrostat-Einheit B aufweist, um ein ruckfreies Schließen der Kupplung K1 sicherzustellen.

In Fig.27 ist eine Getriebe-Ausführung gem. der Erfindung mit mechanischem Wandler 4d, insbesondere einem Umschlingungsgetriebe und einem nachgeschalteten Getriebe 5d, das bevorzugt als Leistungsverzweigungsgetriebe ausgeführt ist, dargestellt. Ähnlich wie vorgenannte Getriebe-Ausführungen ist auch dieses Getriebe gem. der Erfindung als Kompakt-Getriebe bzw. mechanisches Verzweigungsgetriebe MVG ausgeführt, welches durch eine Getriebe-Öffnung 1a' in ein Getriebegehäuse, z.B. eines Traktors, einbaubar bzw. an ein Getriebe, z.B. einer Triebachse 1A, über eine gleiche oder ähnliche Verbindungseinrichtung F4 anbaubar ist. Um eine möglichst kompakte Bauweise zu erzielen, ist das aus einer Primär-Einheit (Kegelscheibe 4dA) und einer Sekundär-Einheit (Kegelscheibe 4dB) bestehende mechanische Wandler-Getriebe so aufgebaut, daß die erste Primär-Einheit 4dA über eine Getriebestufe dA mit der Antriebswelle 1c und die Sekundär-Einheit 4dB über eine weitere Getriebestufe dB mit einem Getriebeglied des Summierungsplanetengetriebes oder Summierungsgetriebes 5d verbunden. Das Summierungsgetriebe 5d kann als Planetengetriebe mit einem oder mehreren Schaltbereichen ausgeführt werden, ähnlich der vorbeschriebenen hydrostatisch-mechanischen Getriebe-Ausführungen. Auch hier kann, wie dargestellt, die Abtriebswelle des Getriebes koaxial zur Eingangswelle 1c durch das Getriebe verlaufen und gleichachsig an ein Getriebe, z.B. ein Achsgetriebe 1A, angeschlossen werden. In einer weiteren, nicht dargestellten Ausführungsform ist das Differential-Getriebe DIF bzw. die Eingangswelle 2''' der Triebachse 1A bzw. des entsprechenden nachfolgenden Getriebes achsversetzt zur Eingangswelle 1c angeordnet und über eine entsprechende Stirnradstufe 2d mit der Getriebe-Abtriebswelle A' in Triebverbindung. Hierbei ist es möglich, wie bei Getriebeausführung nach Fig.10, die Getriebe-Eingangswelle 1c zentral durch das Getriebe zu führen, um z.B. einen gleichachsigen Durchtrieb für eine Welle 2e' bzw. Zapfwelle oder PTO zu realisieren.

Bei allen Getriebe-Ausführungen mit Inline-Anordnung des Hydrostat-Getriebes und der Schalt- bzw. Getriebewalze, wie in den Fig.7 bis 19 dargestellt, ist es zweckmäßig, die zweite

Hydrostat-Einheit B, die in der Regel als Konstant-Einheit ausgebildet ist, auf ein kleineres Fördervolumen als die Verstelleinheit A auszulegen, um den leckölbedingten Drehzahlschlupf für die Bereichsschaltungen ausgleichen zu können. Dies kann auf einfache Weise durch einen entsprechend kleineren Winkel der Schrägscheibe oder bei verstellbarer Hydrostat-Einheit B durch entsprechende Sekundär-Verstellung ausgeglichen werden. Bei den Getriebe-Ausführungen mit parallel versetztem Hydrostat-Getriebe kann der Drehzahlschlupf durch entsprechende Übersetzungsanpassung in den verbindenden Stirnradstufen ausgeglichen werden.

Die Getriebe-Ausführung gem. Fig.22 ist identisch mit der Getriebe-Ausführung 21, jedoch mit dem Unterschied, daß die dritte Ausgangswelle A3 die Kupplungen K1 und K2 übergreift und mit der Stegwelle PST3 über die Kupplung K3 koppelbar ist und daher die Ausgangswelle A' unmittelbar über der durchgehenden Antriebswelle 1c angeordnet werden kann.

Die Getriebe-Ausführung gemäß Fig.24 besitzt ein fünfwelliges Summierungsplanetengetriebe 157 mit zwei Eingangswellen E1 und E2 sowie drei Ausgangswellen A1, A2 und A3. Dem Summierungsplanetengetriebe nachgeordnet ist ein Vorgelege-Getriebe 156. Diese Getriebe-Ausführung ist weitgehend identisch und funktionsgleich mit dem bekannten Getriebe nach EP 0386214 gem. Fig.9 und DE 40 27 724A Fig.9 und 9l, jedoch mit dem Unterschied, daß anstelle des nachgeschalteten Planetengetriebes ein Vorgelege-Getriebe 156 verwendet wird. Im ersten und zweiten Schaltbereich wird bei wechselweise geschalteter Kupplung K1 bzw. K2 die aufsummierte Leistung an den Ausgangswellen A1 bzw. A2 über die Stirnradstufe 158 bei geschlossener Kupplung 162 übertragen. Im dritten Schaltbereich erfolgt die Leistungsübertragung über die dritte Ausgangswelle A3 auf eine weitere Stirnradstufe 161 bei geschlossener Kupplung 165. Auch in einem vierten Schaltbereich erfolgt die Leistungsübertragung über dieselbe Stirnradstufe 161, wobei der Leistungsfluß über die zweite Ausgangswelle A2 bei geschlossener Kupplung K2 und geschlossener Kupplung 164 erfolgt. Auch ein fünfter Schaltbereich ist hierbei schaltbar, wobei eine weitere Stirnradstufe 160 bei geschlossener Kupplung 166 über die dritte Ausgangswelle A3 des Summierungsplanetengetriebes übertragen wird.

Das Getriebe-Konzept nach Fig.25 mit gleichem fünfwelligen Summierungsplanetengetriebe 157 sieht vor, daß dem Summierungsplanetengetriebe drei Planetengetriebestufen PV1, PV2 und PR zugeordnet sind. Die Sonnenräder 169 und 167 der beiden Planetengetriebestufen PR und PV1 sind mit der ersten Ausgangswelle A1 und das Sonnenrad 168 der Planetengetriebestufe PV2 ist mit der zweiten Ausgangswelle A2 des

Summierungsplanetengetriebes verbunden. Die Stegwelle 181 der Planetengetriebestufe PR ist für die Rückwärtsgruppe über die Kupplung KR mit dem Gehäuse verbindbar. Die Hohlräder 171 und 170 sind im ersten bzw. zweiten Schaltbereich über Kupplungen K1 bzw. K2 mit dem Gehäuse verbindbar. Die Planetenräder der Planetenstufen PV1 und PV2 haben eine gemeinsame Stegwelle 172, welche mit dem Hohlrad der Planetenstufe PR sowie der Abtriebswelle 2c verunden ist. Im ersten Schaltbereich fließt die aufsummierte Leistung über die erste Ausgangswelle A1 bei geschlossener Kupplung bzw. Bremse K1 über die Planetengetriebestufe PV1, im zweiten Schaltbereich über die zweite Ausgangswelle A2 bei geschlossener Kupplung bzw. Bremse K2, im dritten Schaltbereich über die dritte Ausgangswelle A3 bei geschlossener Kupplung K3 und im vierten Schaltbereich über die zweite Ausgangswelle A2 bei geschlossener Kupplung K4 zum Abtrieb 2c. Für den Rückwärtsbereich ist ein Schaltbereich vorgesehen, der bei geschalteter Kupplung bzw. Bremse KR die Stegwelle der Planetengetriebestufe PR am Gehäuse festhält, wobei die Leistung über die erste Ausgangswelle A1 über diese Planetengetriebestufe PR zum Abtrieb fließt. Diese Getriebe-Ausführung gem. Fig. 27 besitzt vier Vorwärts- und einen Rückwärtsbereich. Der Funktionsablauf ist derart, daß bei vorgewählter Fahrtrichtung die zweite mit der zweiten Hydrostat-Einheit B verbundene Eingangswelle E2 gegengesetzte Drehrichtung mit der ersten Eingangswelle E1 aufweist, wobei die erste Ausgangswelle A1 steht, so daß die Kupplung K1 bei stehendem Hohlrad der Planetengetriebestufe PV1 geschaltet werden kann. Der Hydrostat wird nun innerhalb des ersten Schaltbereiches durchgeregelt bis zu seinem anderen Verstellendpunkt, wonach die zweite Ausgangswelle A2 und beide Sonnenräder 168 und 167 der Planetengetriebestufen PV2 und PV1 Gleichlauf erreicht haben, wodurch das Hohlrad 170 der Planetenstufe PV2 stillsteht, um die zweite Bereichskupplung K2 schließen und die erste Bereichskupplung K1 öffnen zu können. Der zweite Bereich wird nun durch Rückregelung des Hydrostaten auf den Ausgangspunkt durchfahren, wobei die dritte Ausgangswelle A3 des Summierungsplanetengetriebes am Ende des zweiten Schaltbereiches Gleichlauf mit der Abtriebswelle 2c erreicht hat. Nach Schließen der Kupplung K3 und Öffnen der Kupplung K2 schließt nun der dritte Bereich an durch entsprechende wiederholte Rückregelung des Hydrostaten bis zu seinem anderen Endpunkt, wonach die zweite Ausgangswelle A2 und somit die Kupplungsglieder der Kupplung K4 Synchronlauf haben. Nach Schließen der Kupplung K4 und Öffnen der Kupplung K3 kann nun der vierte Bereich durch wiederholte Rückregelung des Hydrostaten anschließen.

Das Summierungsplanetengetriebe 157 besitzt ineinandergreifende erste Planetenräder 174 und zweite Planetenräder 173, die auf der mit der dritten Ausgangswelle A3 verbundenen Stegwelle 179 angeordnet sind. In erste Planetenräder 174 greift ein mit der ersten Eingangswelle E1 verbundenes Hohlrad 177 sowie ein mit der zweiten Eingangswelle E2 verbundenes Sonnenrad 175 ein. Zweite Planetenräder 173 kämmen mit einem mit der ersten Ausgangswelle A1 verbundenen Hohlrad 178 sowie ein mit der zweiten Ausgangswelle A2 verbundenen Sonnenrad 176.

Zur Verbesserung des Wirkungsgrades sieht die Erfindung vor, daß die zweite Hydrostat-Einheit B bei hydrostatisch leistungslosem Betriebszustand, der z.B. beim Traktor dem Hauptbetriebsbereich bei ca. 8km/h entspricht, festgehalten wird, z.B. durch Schließen einer Kupplung bzw. Bremse BR. Erfindungsgemäß wird hier vorzugsweise ein kostengünstigeres Bremsband BR verwendet, welches bevorzugt automatisch an dem entsprechenden Übersetzungspunkt schließt. Die Steuer- und Regeleinrichtung ist hierfür derart programmiert, daß z.B. nach einer gewissen Verweildauer an diesem Vorzugs-Übersetzungspunkt bzw. in dessen Übersetzungsnähe automatisch schließt, wobei je nach den gegebenen Verhältnissen eine automatische Übersetzungskorrektur bzw. Anpassung der Hydrostat-Verstellung auf möglichst genaue Einstellung auf Fördervolumen „Null“ erfolgt oder/und eine Bypaßfunktion bekannter Art wirksam werden kann, so daß der Hydrostat-Druck bzw. Differenzdruck auf „Null“ abgesenkt werden kann, um die Hydrostat-Verluste weitgehend auszuschalten. Dieser Übersetzungsfestpunkt entsprechend der festgehaltenen Hydrostat-Einheit B kann innerhalb eines vorprogrammierten Drehzahlbereiches aufrechterhalten bleiben, wobei die beiden Endpunkte - oberer oder unterer Endpunkt der festgelegten Motordrehzahl im entsprechenden Übersetzungsbereich des Getriebes das Ein- und Ausschalten der Festhalte-Einrichtung bestimmen. Dieser Motordrehzahlbereich kann eine feste oder variierbare, insbesondere von Wirkungsgradwerten des Getriebes und des Motors abhängigen Betriebsgrößen sein, welche bevorzugt experimentell zu ermitteln sind. Der Hydrostat 4c kann in dieser Funktion, mit entsprechender Steuer-Einrichtung, auch als Brems-Retarder genutzt werden wie in der DE 43 39864 näher beschrieben.

Das stufenlose Getriebe HVG bzw. MVG beinhaltet erfindungsgemäß auch die komplette Steuer- und Regeleinrichtung 5; 1e (s.Fig.10; 26). Dies bedeutet, daß neben dem Steuerblock und der gesamten Verstell-Einrichtung auch die elektronischen Bau-Elemente mitenthalten sind, so daß bei einem eventuellen Schadensfall ein sehr rascher Austausch des Gesamt-Getriebes möglich

ist und der Montage-Aufwand, Ausfallzeit und Montage-Fehler auf ein Mindestmaß gesenkt werden können.

Patentansprüche

1. Stufenloses hydrostatisches oder mechanisches Getriebe mit Leistungsverzweigung, insbesondere für Traktoren, mit einer ersten Hydrostateinheit (A) verstellbaren Volumens bzw. Primäreinheit (4dA) und einer zweiten Hydrostateinheit (B) mit konstantem oder verstellbarem Volumen bzw. Sekundäreinheit (4dB) mit einem Summierungsplanetengetriebe zur Aufsummierung der hydraulischen und mechanischen Leistung bzw. des stufenlosen und nichtstufenlosen Leistungszweiges mit oder ohne Schaltkupplungen (K1, K2) dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostateinheiten (A und B), das Summierungsplanetengetriebe (PS1; PS1'; PS1"; PS2; PS2'; PS3; 301; 201; 101 u.a.) und gegebenenfalls Kupplungen/Bremsen (K1, K2, KR bzw. K1, K2, K3, K4, K5, KV, KR) koaxial zueinander angeordnet sind oder der mechanische Wandler (4d) eine koaxial zum Summierungsplanetengetriebe liegende Antriebswelle (1c) besitzt (Fig.26 bis 28; 38; 39; 43; 44), wobei

- die Abtriebswelle (A": 106) des Getriebes mit einer koaxial zum Verzweigungsgetriebe (HVG / MVG) liegenden Antriebswelle (2c") eines Differentialgetriebes verbunden bzw. verbindbar ist (Fig.13; 14; 26 bis 28) oder

- daß die Abtriebswelle (A') über eine Getriebestufe (2d) mit einer achsversetzten Triebwelle (2c") verbunden bzw. verbindbar ist, wobei diese Getriebeausführung mit oder ohne einer zentral durch das Getriebe führenden mit der Eingangswelle (1c) verbundenen, für den Anschluß einer Zapfwelle oder anderen dienenden Welle (2e) ausgerüstet ist (Fig.7 bis 11; 21; 29; 30 bis 33 u.a.).

2. Stufenloses Getriebe mit einem mechanischen stufenlosen Wandler (4d) mit Leistungsverzweigung, bei dem die Eingangsleistung aufgeteilt wird in einen stufenlos veränderbaren Leistungszweig und einen Leistungszweig mit konstanter Übersetzung, welche aufsummiert werden in einem Summierungsgetriebe (5d) dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsgetriebe (5d bzw. 301; 201; 101) achsgleich mit der Antriebswelle (1c) angeordnet ist und der stufenlose mechanische Wandler (4d) sowie das Summierungsgetriebe (5d;

301; 201; 101 Fig.35 u.a.) eine gemeinsame Baueinheit als mechanisches Verzweigungsgetriebe (MVG) bilden, welche in ein Hauptgehäuse (1), insbesondere eines Traktors, durch eine Gehäuse-Öffnung (1a') einbau- und ausbaubar ist, wobei über Verbindungselemente (F1 und F3) die Verbindung der Antriebswelle bzw. der Abtriebswelle des Getriebes erfolgt und die Getriebe-Befestigung selbst, z.B. getriebeabtriebsseitig über eine Verbindungseinrichtung (Schraubverbindung F4) erfolgt (Fig.29) oder in einen Fahrzeugrahmen (Rahmen eines Traktors - nicht dargestellt) oder über eine Rahmenbefestigung (F6, F5 Fig.8, 9) am Getriebe-Gehäuse (1) einbaubar ist.

3. Getriebe nach Anspruch 1 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß die Hydrostat-Einheiten (A und B) und die Getriebeeinheit (5c), welche aus Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls Kupplungen zum Schalten eines oder mehrerer Schaltbereiche besteht, wobei ein Gehäuse bzw. Trägerelement (G) vorgesehen ist, welches das Hydrostat-Getriebe (4c) mit Hydrostat-Einheiten A und B und Getriebe (5c) mit Summierungsplanetengetriebe und gegebenenfalls Schaltkupplungen trägt bzw. miteinander verbindet, derart daß eine gemeinsame Baueinheit (HVG) gebildet wird, wobei die Hydrostat-Einheiten (A und B) zu einer gemeinsamen Baueinheit (4c) zusammengeschlossen sind, welche mit oder ohne einer Einrichtung (4e, 4h) zur Geräusch- und Schwingungsminderung gegenüber dem Gehäuse bzw. Trägerelement (G) gelagert ist, oder daß die Baueinheiten - Hydrostat-Komponenten (A u. B), das Summierungsplanetengetriebe bzw. Koppelgetriebe (5c) mit oder ohne Kupplungen (K1, K2, KR) - ein gemeinsames Gehäuse (G) besitzen, wobei die Baueinheit (HVG) als Kompaktgetriebe ausgebildet ist und in oder an ein Hauptgehäuse (1), vorzugsweise eines Traktors, über eine Befestigungseinrichtung (Schraubverbindung F4) einbaubar bzw. anbaubar ist (Fig.10; 11; 13; 14; 8; 19; 26).

4. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß das Leistungsverzweigungsgetriebe (HVG; MVG) mit einem Hochtreibergetriebe (HT Fig.31) kombinierbar ist zur Drehzahlanpassung der Getriebeeingangswelle (1c) an die Motordrehzahl, wobei das Getriebe (HT) als Planetengetriebe ausgebildet und das Sonnenrad (S) mit dem Gehäuse (1), die Stegwelle (St) mit der Antriebswelle (1ca) und das Hohlrad (H) mit der Getriebe-Eingangswelle (1c) verbunden ist oder/und daß das Leistungsverzweigungsgetriebe (HVG; MVG) mit einem nachgeordneten Gruppengetriebe (GR) in Triebverbindung steht, welches zwei oder mehrere Gruppenschaltungen (L/H oder Straßengruppe S, Ackergruppe A) ermöglicht. (Fig.32; 33)

5. Getriebe mit oder ohne Leistungsverzweigung mit einem stufenlosen Wandler (4d), der aus einer Primäreinheit (4dA) und einer Sekundäreinheit (4dB) besteht, mit oder ohne einem Summierungsgetriebe (5d), dadurch gekennzeichnet, daß der stufenlose Wandler (4d) als mechanischer Wandler, insbesondere als Umschlingungsgetriebe ausgebildet ist, wobei die beiden Wandler-Elemente (4dA und 4dB) achsversetzt zur Antriebswelle (1c) liegen und das Primärwandlerelement (4dA) über eine Stirnradstufe (dA) mit der Antriebswelle (1c) und die Sekundäreinheit (4dB) über eine Stirnradstufe (dB) mit dem Summierungsgetriebe (5d) in Triebverbindung steht und daß das Wandlergetriebe (4d), das Summierungsgetriebe (5d) koaxial zueinander angeordnet sind und eine gemeinsame Baueinheit bzw. mechanisches Verzweigungsgetriebe (MVG) bilden, welches über eine Verbindungseinrichtung (F4) in ein Hauptgehäuse (1; Fig.29) oder an ein Getriebe (1A Fig.27) anbaubar ist und wobei die Getriebe-Abtriebswelle (2; 2'') mit einer koaxial zur Antriebswelle liegenden Eingangswelle (2'') verbunden ist (Fig.27) oder daß die Getriebeabtriebswelle (2'') über eine Stirnradstufe (2d') und einer achsversetzten Triebwelle, vorzugsweise Ritzelwelle (2''), verbunden ist, wobei die Getriebeeingangswelle (1c) vorzugsweise zentral durch das Getriebe führt und getriebeausgangsseitig eine Anschlußmöglichkeit für PTO oder Nebenabtriebe bietet.

6. Stufenloses mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe mit einem stufenlosen Wandler (4d) mit einer Primäreinheit (4dA) und einer Sekundäreinheit (4dB), einem Summierungsplanetengetriebe (301; 201; 101; 401) zum Aufsummieren der am Getriebe-Eingang in einen Getriebezweig mit konstanter Übersetzung und einem stufenlosen Getriebezweig aufgeteilten Leistung und zwei oder mehreren Schaltbereichen dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetengetriebe (301; 201; 101; 401) vierwellig ausgebildet ist und zwei Eingangswellen (E1 und E2) sowie zwei Ausgangswellen (A1 und A2) besitzen, daß die erste Eingangswelle (E1) mit der Antriebswelle (1c) und der Primäreinheit (4dA) in Triebverbindung steht, die zweite Eingangswelle (E2) mit der Sekundäreinheit (4dB) des Wandlers (4d) triebverbunden ist und die erste Ausgangswelle (A1) im ersten Schaltbereich und die zweite Ausgangswelle (A2) im zweiten Schaltbereich die im Summierungsplanetengetriebe aufsummierte Leistung direkt oder über Zwischenglieder wechselweise auf eine Ausgangswelle (106) überträgt und daß die erste Ausgangswelle (A1) bei drehender Antriebswelle (1c) die Drehzahl „Null“ aufweist (Fig.35 bis 44).

7. Getriebe nach Anspruch 6 dadurch gekennzeichnet, daß die Sekundäreinheit (4dB) von Fahrgeschwindigkeit „Null“ bis Ende des ersten Schaltbereiches

zunehmende Drehzahl und nach Beginn des zweiten Schaltbereiches abnehmende Drehzahl aufweist, daß beim Bereichswchsel von Bereich 1 zu Bereich 2 und umgekehrt alle Glieder des Summierungsplanetengetriebes (301; 201; 101; 401) und die zu schaltenden Kupplungsglieder (K2 bzw. K1) Synchronlauf haben.

8. Getriebe nach Anspruch 6 und 7 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß dem Summierungsplanetengetriebe (301; 201; 101; 401) ein Übersetzungsgetriebe (112; 112a: 113) zugeordnet ist und daß im ersten und im zweiten Schaltbereich die Leistung über eine Übersetzungsstufe (146) oder eine Planetenstufe (115) dieses zugeordneten Getriebes (112; 112a:113) geleitet wird und in einem möglichen dritten Schaltbereich die zweite Eingangswelle (E2) des Summierungsplanetengetriebes die Leistung ohne Leistungsverzweigung auf die Abtriebswelle (106) überträgt und daß in einem möglichen vierten Schaltbereich die zweite Ausgangswelle (A2) die im Summierungsplanetengetriebe aufsummierte Leistung bei entsprechend geschalteter Kupplung (K4) auf die Ausgangswelle (106) überträgt.

9. Getriebe nach Anspruch 6 bis 7 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß für Rückwärtsfahrt eine Planetengetriebestufe (PR , Figur 38; PR4; PR5; PR6; PR6', Fig.15 bis 17) zugeordnet ist, wobei die erste Ausgangswelle (A1) des Summierungsplanetengetriebes mit einem Glied (153; S4; H3'; S6) der Planetenstufe (PR) verbunden ist und ein weiteres Glied (Sonnenrad 154; Hohlrad H4; Sonnenrad S6') mit einer Ausgangswelle (106) verbunden und ein drittes Glied (Steg 155; St4; St5; St6) mit dem Gehäuse (1; G) über eine Kupplung (KR) verbindbar ist oder daß eine Ausgangswelle (106; 109) mit einer mit einem Zwischenrad (147a) ausgebildeten Stirnradstufe (147) in Triebverbindung steht oder daß eine Ausgangswelle oder Zwischenwelle (109) mit einer Planetengetriebestufe (PR) verbunden ist, dessen Stegwelle (118a) mit dem Gehäuse (1; G) über eine Kupplung (KR) verbindbar ist (Fig.44; 42; 41).

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 9 d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Summierungsplanetengetriebe (301, Fig.35) mit zwei Planetengetriebestufen (P1 und P2) ausgebildet ist, wobei die erste Eingangswelle (E1) mit der Stegwelle der ersten Planetengetriebestufe (P1) und dem Hohlrad (127) der zweiten Planetengetriebestufe und die zweite Eingangswelle (E2) mit dem Hohlrad (125), die erste Ausgangswelle (A1) mit der Stegwelle (128) der zweiten Planetengetriebestufe (P2) und die zweite Ausgangswelle (A2) mit dem Sonnenrad der ersten und dem Sonnenrad der zweiten Planetengetriebestufe verbunden ist und

daß die zweite Planetengetriebestufe (P2) zwei ineinandergreifende Planetenräder (123 und 124) besitzt oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (401 Fig.39) eine Stegwelle (133) besitzt auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (131), zweite Planetenräder (130) und dritte Planetenräder (132) angeordnet sind, wobei in erste Planetenräder ein mit der zweiten Eingangswelle (E2) verbundenes Hohlrad (134) eingreift und in dritte Planetenräder (135) ein mit der ersten Ausgangswelle (A1) verbundenes Hohlrad kämmt, daß ein mit der zweiten Ausgangswelle (A2) verbundenes Sonnenrad (136) in dritte Hohlräder (132) eingreift, daß die Stegwelle(133) mit der Antriebswelle (1c) und der Primäreinheit (4dA) des Wandlers bzw. Variators (4d) triebverbunden ist oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (101, Fig.40) eine mit der zweiten Eingangswelle (E2) verbundenen Stegwelle besitzt auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (107) und zweite Planetenräder (108) angeordnet sind, wobei in erste Planetenräder (107) ein mit der ersten Eingangswelle (101) verbundenes Hohlrad (102) eingreift und in zweite Planetenräder (108) ein mit der ersten Ausgangswelle (A1) verbundenes Hohlrad (104) und ein mit der zweiten Ausgangswelle (A2) verbundenes Sonnenrad (105) eingreift oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (201, Fig.42) eine mit der zweiten Eingangswelle (E2) verbundene Stegwelle (144) besitzt, auf der ineinandergreifende erste Planetenräder (139) und zweite Planetenräder (140) angeordnet sind und in erste Planetenräder (139) ein mit der ersten Eingangswelle (E1) verbundenes Hohlrad (141), in zweite Planetenräder (140) ein mit der ersten Ausgangswelle (E1) verbundenes Hohlrad (142) sowie ein mit der zweiten Ausgangswelle (A2) verbundenes Sonnenrad (143) in Eingriff steht (Fig.42).

11. Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung bestehend aus einer ersten Hydrostateinheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostateinheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens mit einem Summerierungsplanetengetriebe zum Aufsummieren der hydraulischen und mechanischen Leistung d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Summierungsplanetengetriebe (PS1; PS1'; PS1'') vierwellig ausgebildet ist und zwei Eingangswellen (E1' und E2') sowie zwei Ausgangswellen (A1' und A2') besitzt, wobei die erste Eingangswelle (E1') mit der Antriebswelle (1c) und der ersten Hydrostat-Einheit (A) und die zweite Eingangswelle (E2') mit der zweiten Hydrostat-Einheit (B) verbunden ist und die erste Ausgangswelle (A1') über eine Kupplung (K1) und die zweite Ausgangswelle (A2') über eine zweite Kupplung (K2) mit einer Abtriebswelle (A') wechselweise verbindbar sind, daß ein weiteres

dreiwelliges Planetengetriebe (PR1'; PR4; PR5; PR6 Fig.15 bis 18) zugeordnet ist, welches mit einem Planetengetriebeglied (Hohlrad H3' oder Sonnenrad S4; S6) mit der ersten Ausgangswelle (A1') des Summierungsplanetengetriebes (PS1; PS1'; PS1'') und die zweite Welle (Sonnenrad SR' oder Hohlrad H4; H3'') mit der Ausgangswelle (2c; 2c') verbunden ist und daß die dritte Welle (Steg PT2'; St5; St6) über eine Kupplung oder Bremse (KR) mit dem Gehäuse koppelbar ist (Fig.1; 2; 5; 7; 8; 10; 15; 16; 17 u.a.).

12. Getriebe nach Anspruch 11 dadurch gekennzeichnet, daß das Summierungsplanetengetriebe (PS1; PS1') ineinandergreifende Planetenräder (Pl1' und Pl2') besitzt, wobei erste Planetenräder (Pl2') in ein mit der Antriebswelle (1c; 1c'') in Triebverbindung stehendes Hohlrad (HE1) und zweite Planetenräder (Pl1') in ein mit der zweiten Hydrostateinheit (B) in Triebverbindung stehendes Hohlrad (HE2) eingreift und die erste Ausgangswelle (A1') die Stegwelle darstellt, welche über eine Kupplung (K1) mit der Ausgangswelle (A1') und die zweite Ausgangswelle (A2') des Summierungsplanetengetriebes ein Sonnenrad (SA; S3') darstellt, welches über eine zweite Kupplung (K2) mit der Ausgangswelle (A') und Abtriebswelle (2c) verbindbar ist (Fig.1; 2).

13. Getriebe nach Anspruch 11 und 12 dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrostatgetriebe (4c) und die Antriebswelle (1c) versetzt zum Summierungsplanetengetriebe (PS1) angeordnet sind oder

daß das Summierungsplanetengetriebe (PS1'') gem. Fig.5) vierwellig ausgebildet ist und zwei Eingangswellen (E1' und E2') sowie zwei Ausgangswellen (A1' und A2') besitzt, und aus zwei Planetenradstufen besteht, wobei die erste Eingangswelle (E1') mit der Stegwelle (St1'') der ersten Planetenstufe, die zweite Eingangswelle (E2') mit dem Hohlrad (H2'') der zweiten Planetenstufe verbunden ist, die erste Ausgangswelle (A1') mit dem Hohlrad (H1'') der ersten Planetenradstufe und dem Steg (St2'') der zweiten Planetenradstufe und die zweite Ausgangswelle (A2') mit dem Sonnenrad (S1') der ersten Planetenradstufe und dem Sonnenrad (S2') der zweiten Planetenradstufe verbunden ist (Fig.5; 7; 8; 10 u.a.) oder

daß das Hydrostatgetriebe (4c'), das Summierungsplanetengetriebe (PS1') und die Kupplungen (K1 und K2) koaxial zueinander angeordnet sind (Fig.1 und 2),

wobei bevorzugt die Antriebswelle (1c'') und die PTO-Welle bzw. Zapfwelle eine durch das Getriebe führende Welle darstellen, wobei das Achsdifferential (DIF) parallel versetzt zur Antriebswelle (1c'') angeordnet ist und über eine Zwischenstufe (2d) in Triebverbindung steht (Fig.2) oder daß

die Getriebe-Abtriebswelle (2c') als Hohlwelle ausgebildet ist und das Kegelritzel für den Kegeltrieb (KE) trägt (Fig.3).

14. Getriebe nach einem oder mehreren der vorgenannten Ansprüche d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Hydrostat-Getriebe (4c) parallel versetzt zur Antriebswelle (1c'') plaziert ist, wobei die Schaltwalze (5c), welche das Summierungsplanetengetriebe und die Schaltkupplungen beinhaltet, auf der Antriebswelle (1c'') angeordnet ist und die erste Hydrostat-Einheit (A) getriebeausgangsseitig über eine Stirnradstufe (10b'') und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine weitere Stirnradstufe (228') eingangsseitig in Triebverbindung steht und daß die Abtriebswelle (2c'') und das Achsdifferential (DIF) achsversetzt zur Antriebswelle (1c) angeordnet ist (Fig.4), oder

daß das Hydrostatgetriebe (4c') parallel zur Antriebswelle (1c) angeordnet ist, wobei beide Hydrostat-Einheiten (A und B) antriebsseitig über Stirnradstufen die Triebverbindung aufweisen, wobei die erste Hydrostat-Einheit (A) über eine Stirnradstufe (10b') mit der Antriebswelle (1c) und die zweite Hydrostat-Einheit (B) über eine Stirnradstufe (228') mit der Schaltwalze (5c) in Triebverbindung steht und wobei die Schaltwalze (5c) auf der Antriebswelle (1c) angeordnet ist und die Abtriebswelle (2c'') und das Differential (DIF) achsversetzt angeordnet oder nicht achsversetzt (wie in Fig.3 dargestellt) angeordnet ist (Fig.6).

15. Getriebe nach einem der vorgenannten Ansprüche d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß eine Halte-Einrichtung (Kupplung/Bremse BR) vorgesehen ist, welche die zweite Hydrostat-Einheit (B) in Betriebszuständen stehender Abtriebswelle arretiert bzw. festhält, wobei diese Arretier-Einrichtung bevorzugt als Bremse mit Bremsband ausgebildet ist (Fig.7) und daß diese Haltefunktions manuell oder automatisch ausgelöst und auch wieder aufgehoben wird.

Fig. 1

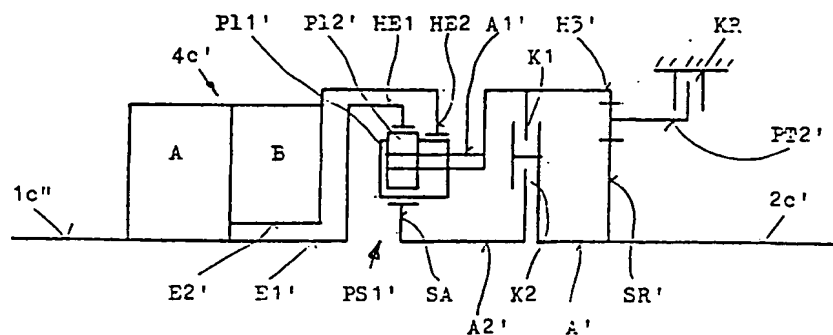


Fig. 2

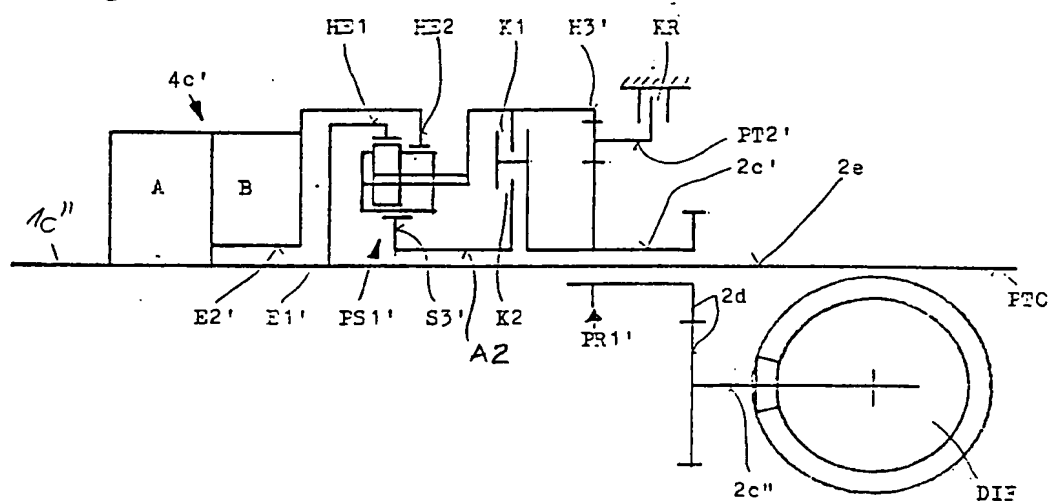


Fig. 3

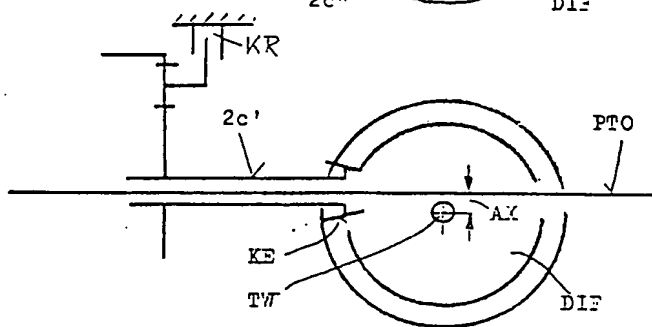


Fig. 7

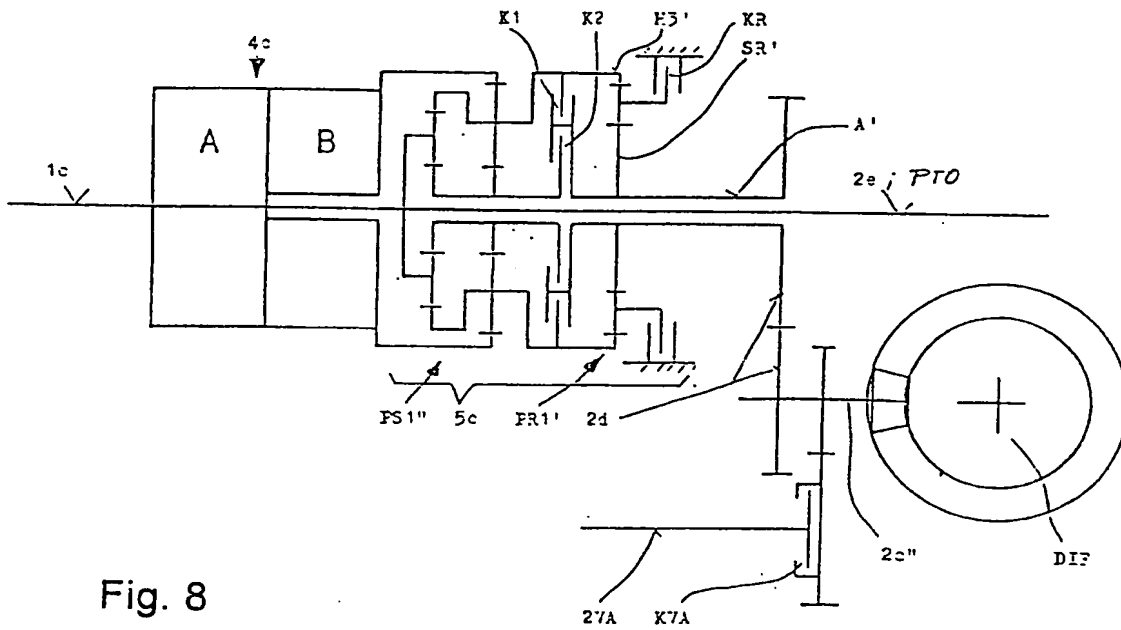


Fig. 8

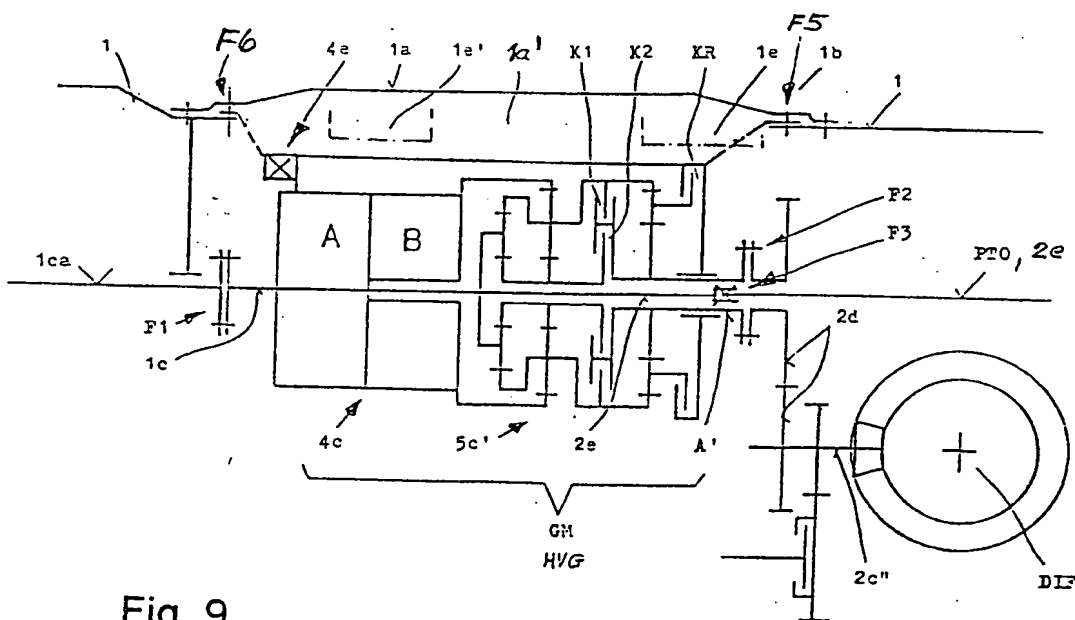
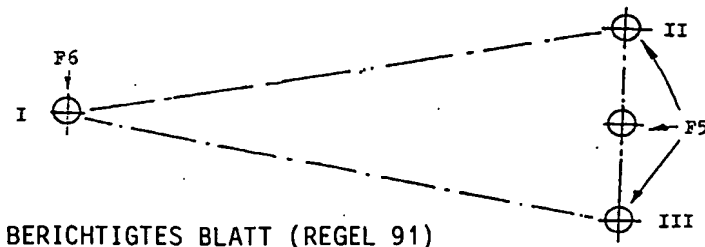


Fig. 9



BERICHTIGTES BLATT (REGEL 91)
ISA/EP

Fig. 10

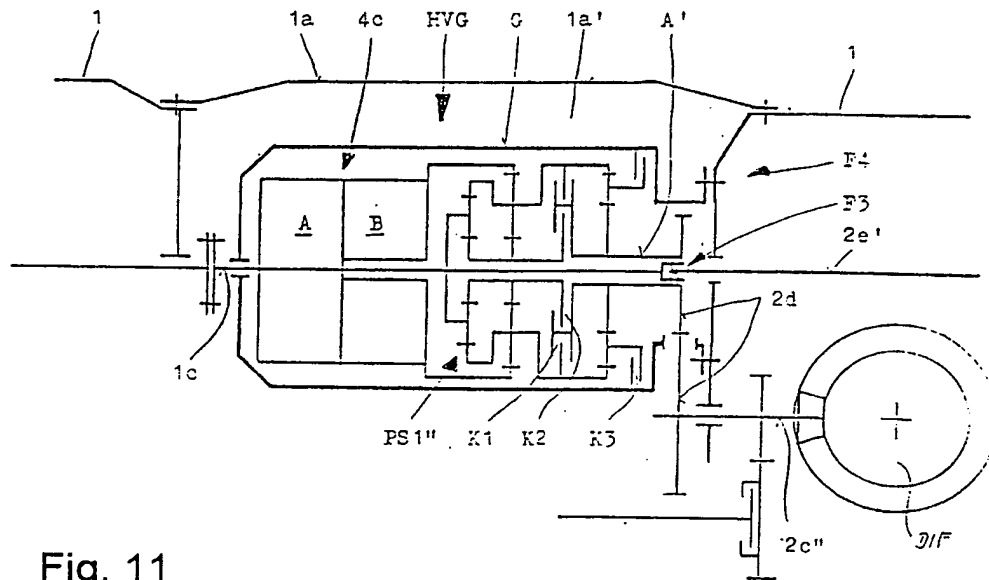


Fig. 11

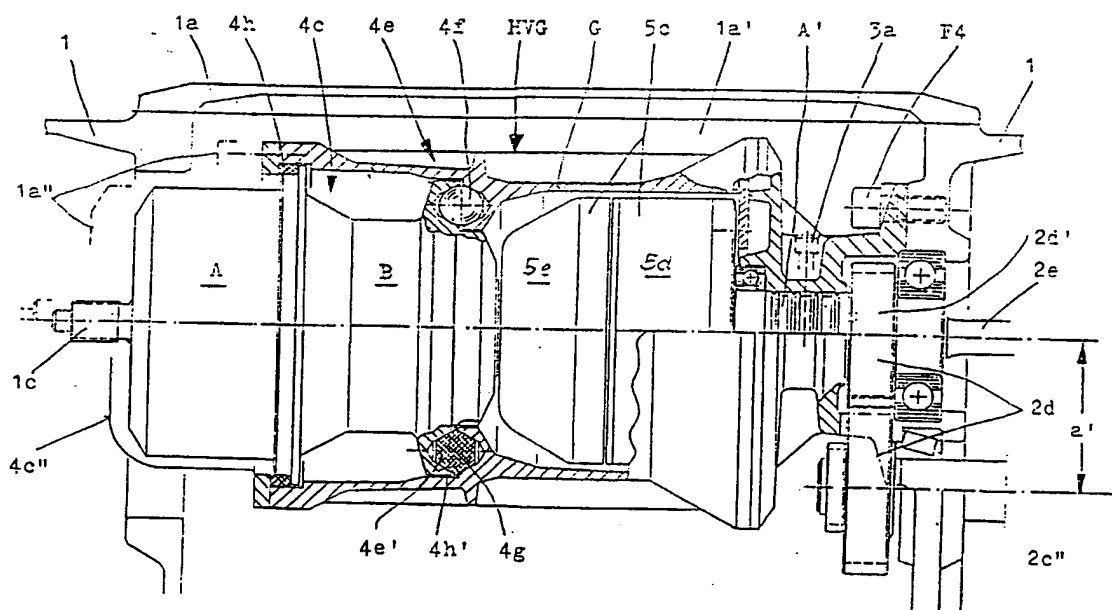


Fig. 12

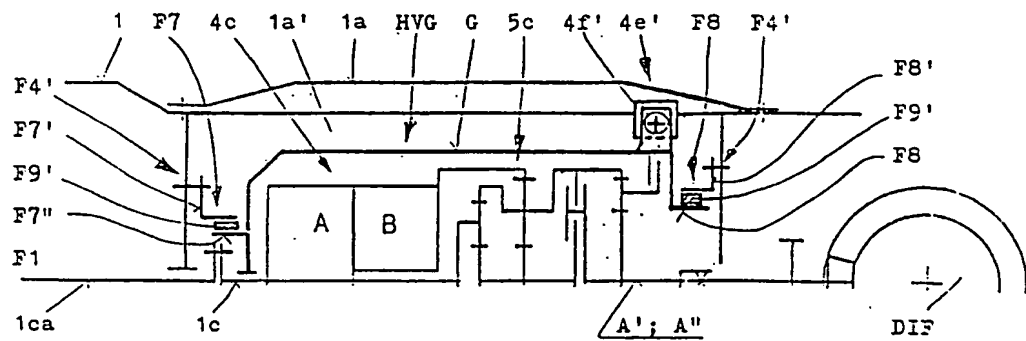


Fig. 13

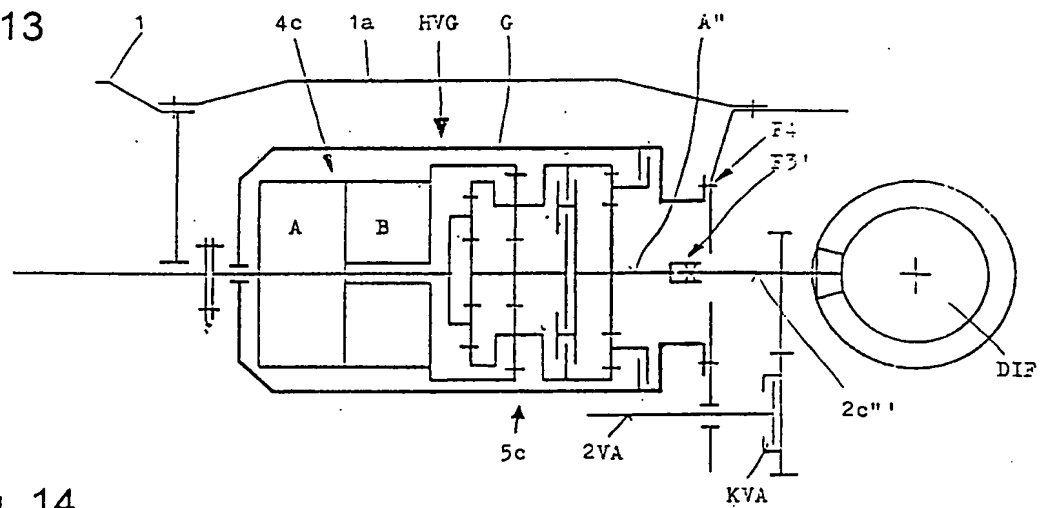


Fig. 14

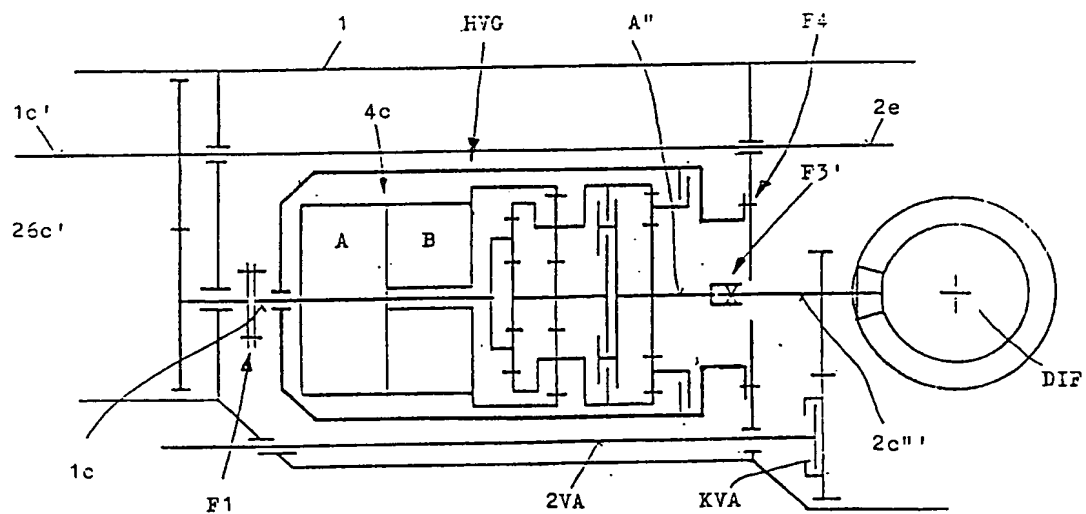


Fig. 15

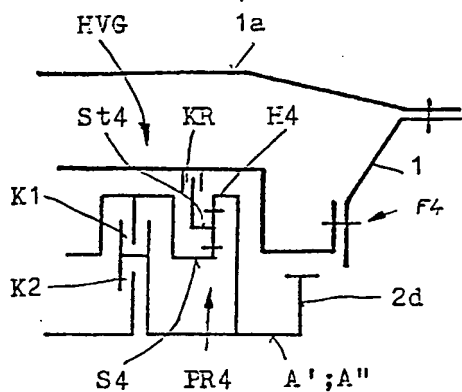


Fig. 16

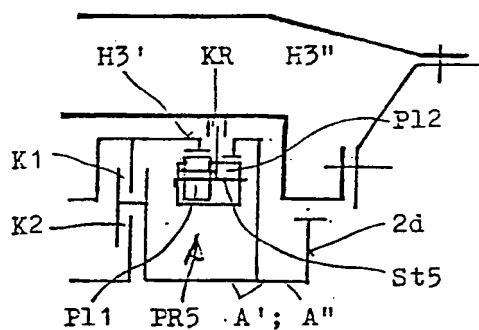


Fig. 17

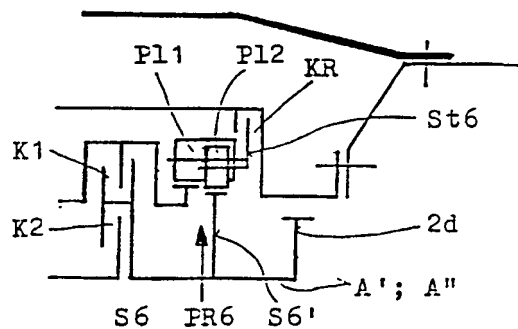


Fig. 18

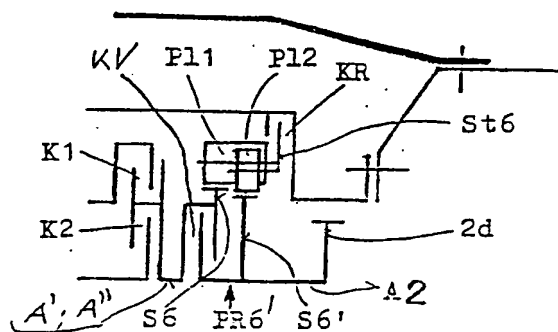


Fig. 19

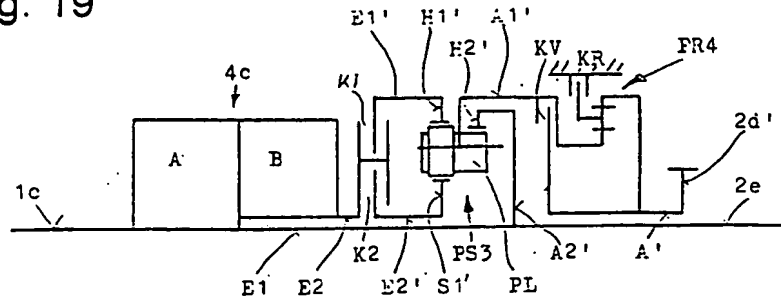


Fig. 20

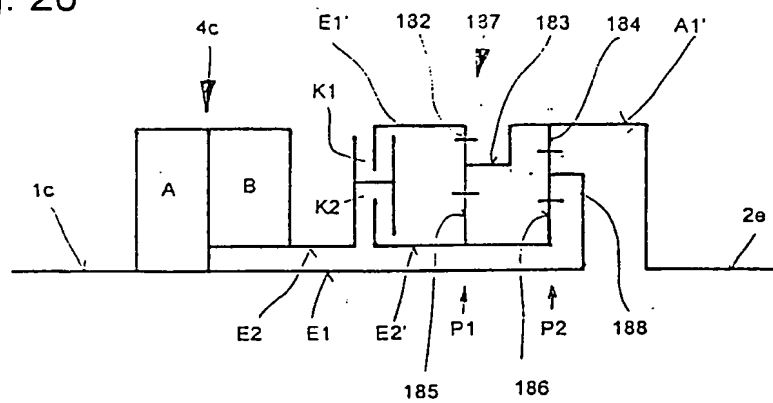


Fig. 21

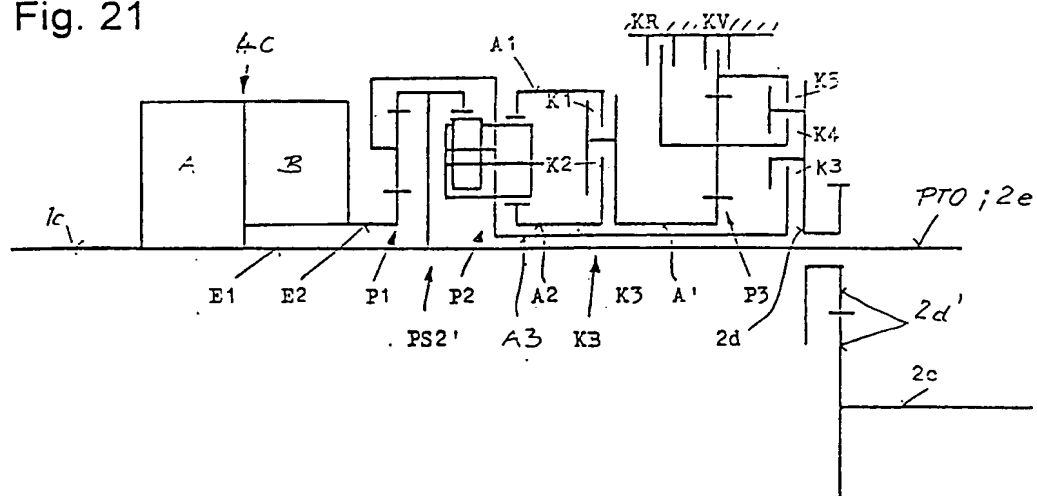


Fig. 22

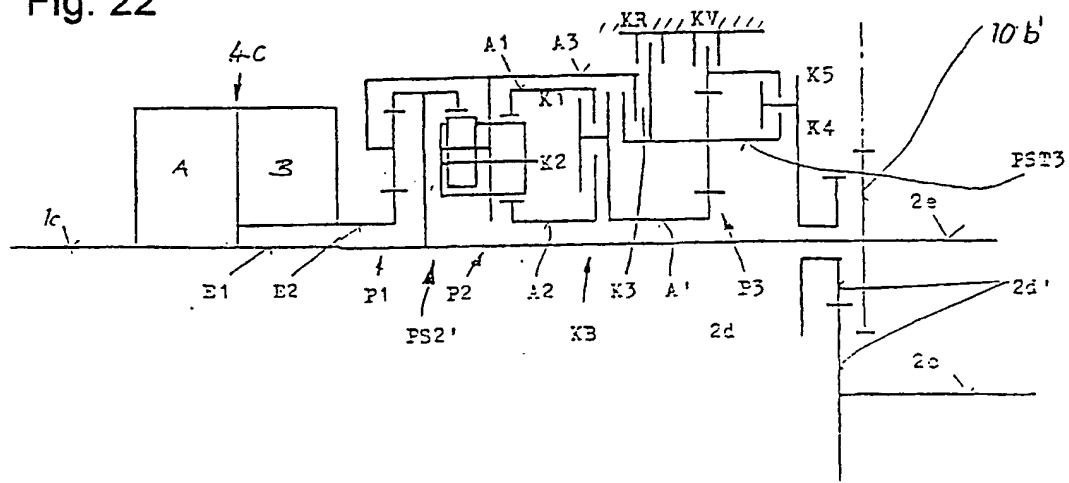


Fig. 23

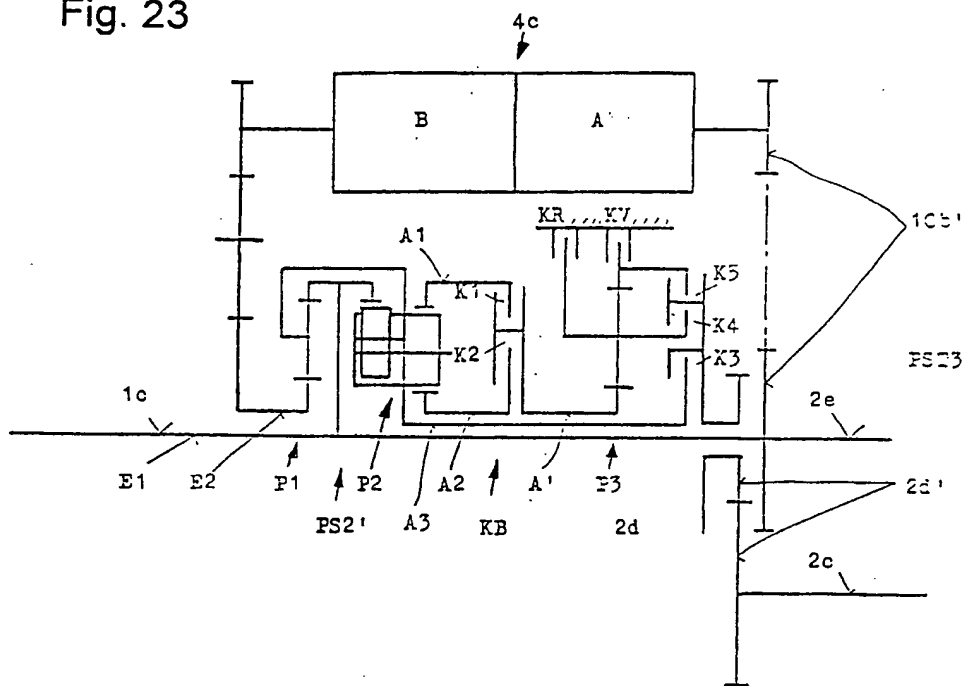


Fig. 24

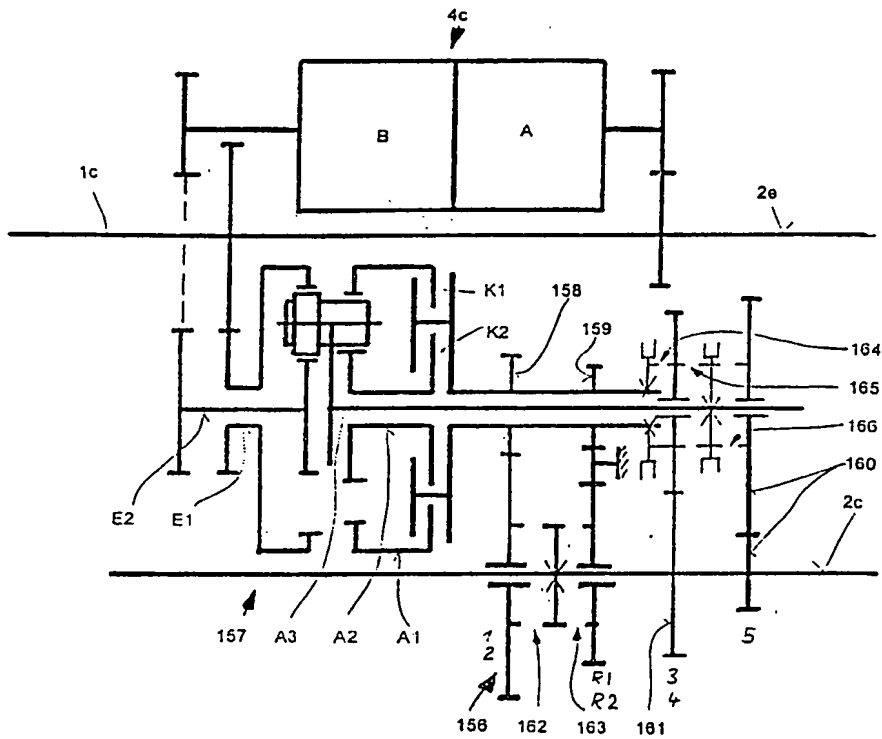
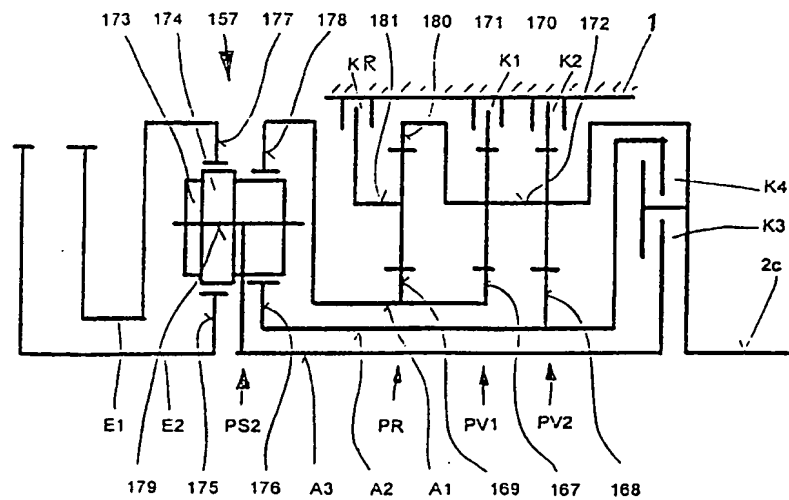


Fig. 25



BERICHTIGTES BLATT (REGEL 91)

ISA/EP

Fig. 26

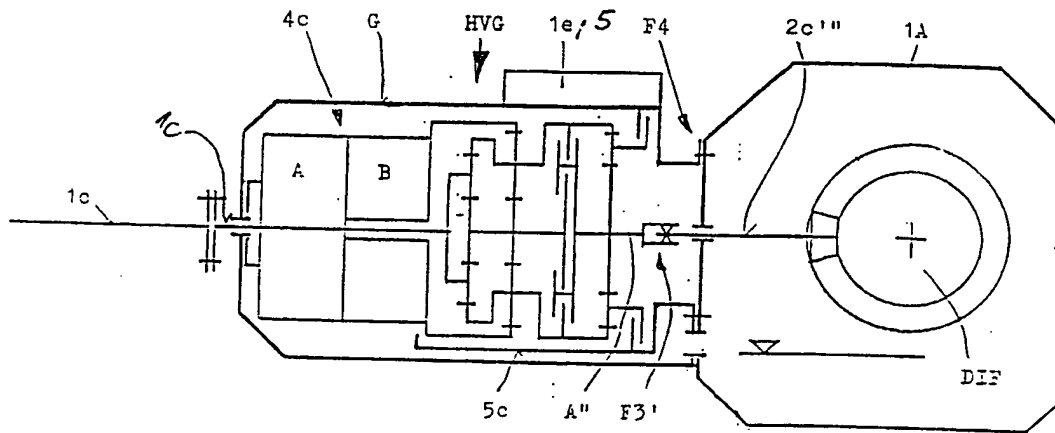


Fig. 27

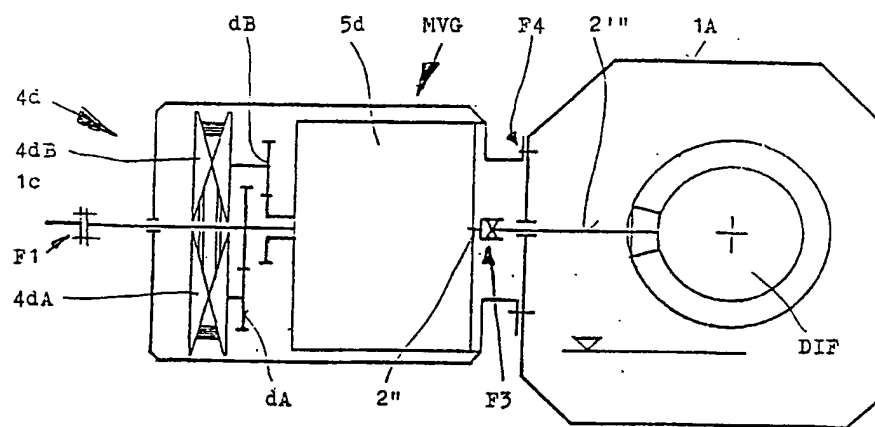


Fig. 28

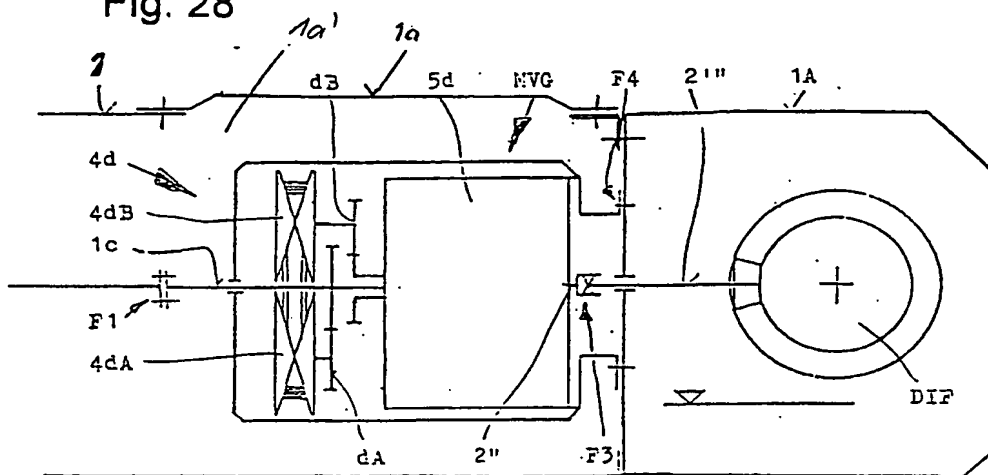


Fig. 29

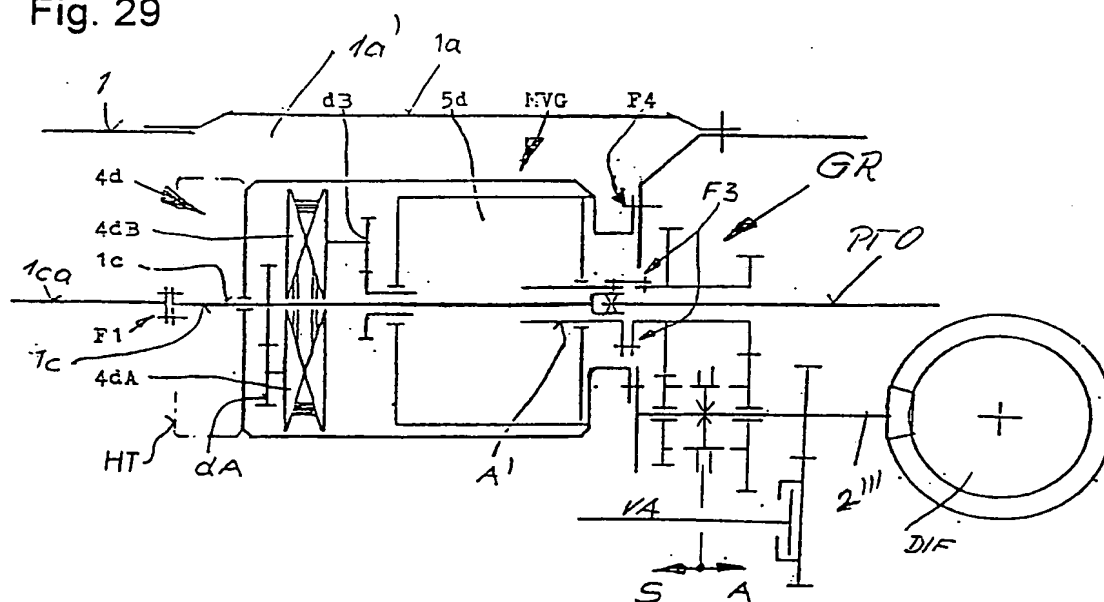


Fig. 32

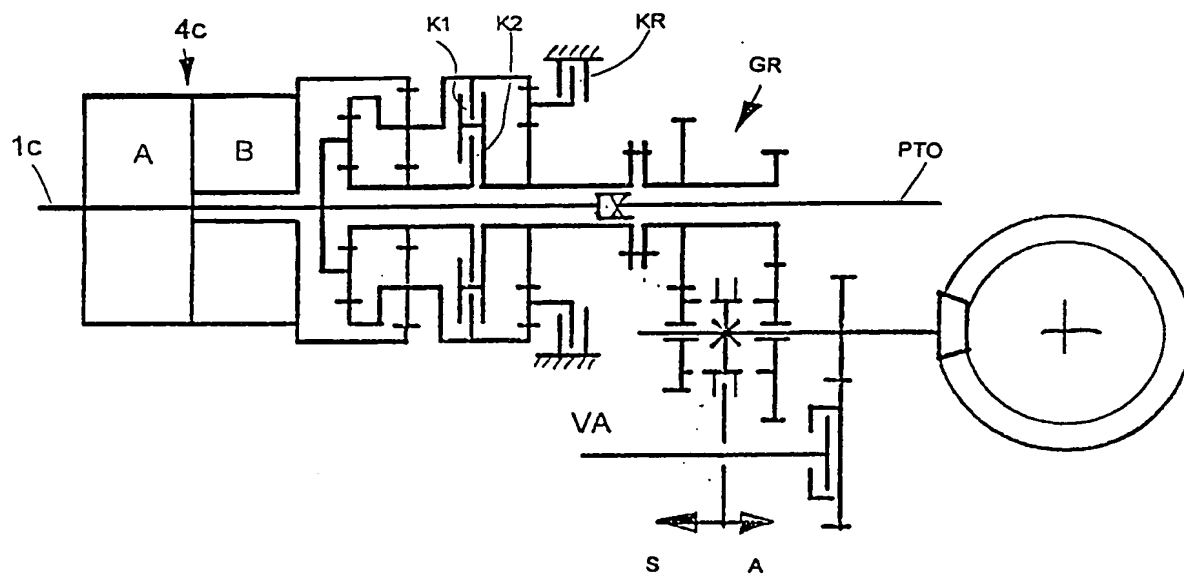


Fig. 33

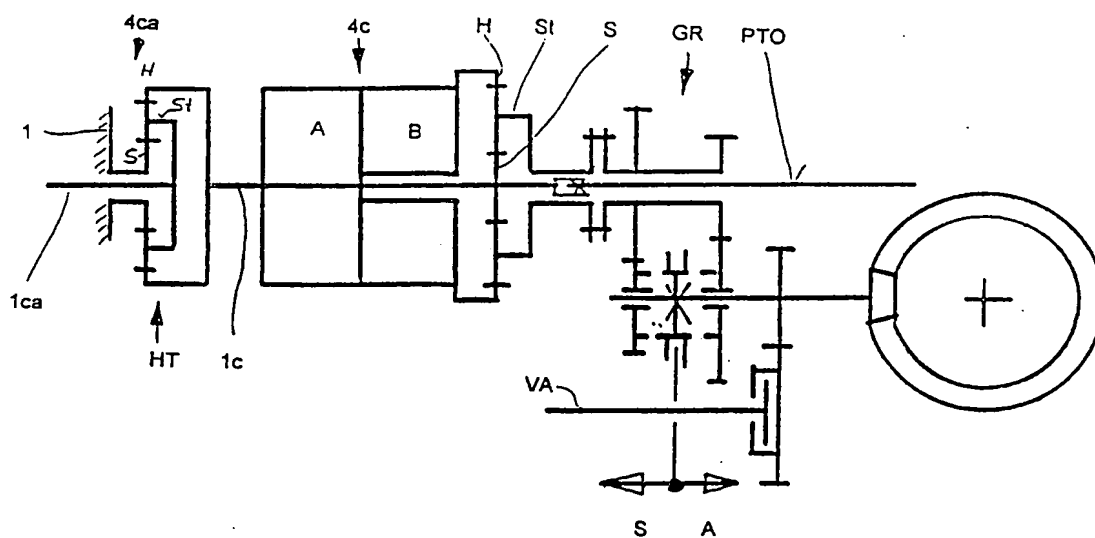


Fig. 34

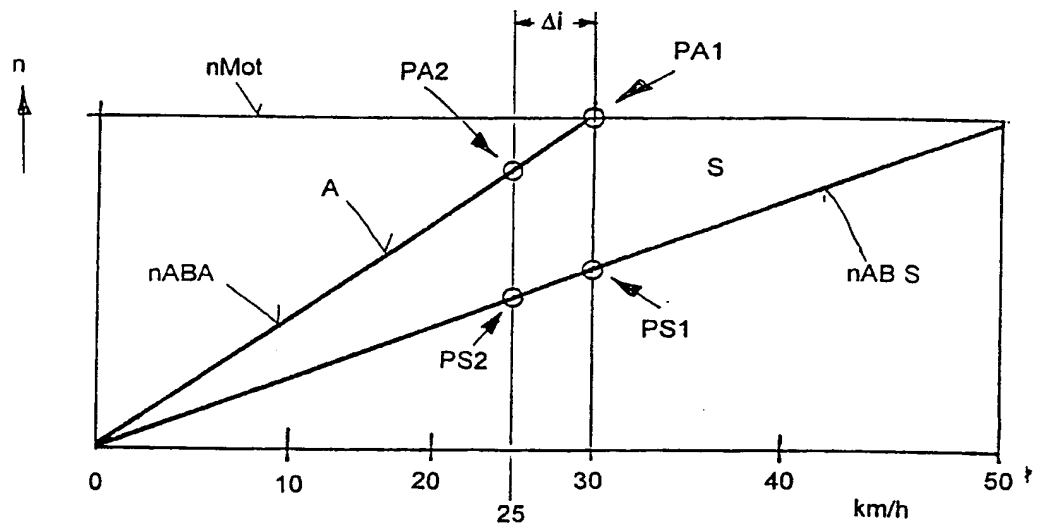


Fig. 35

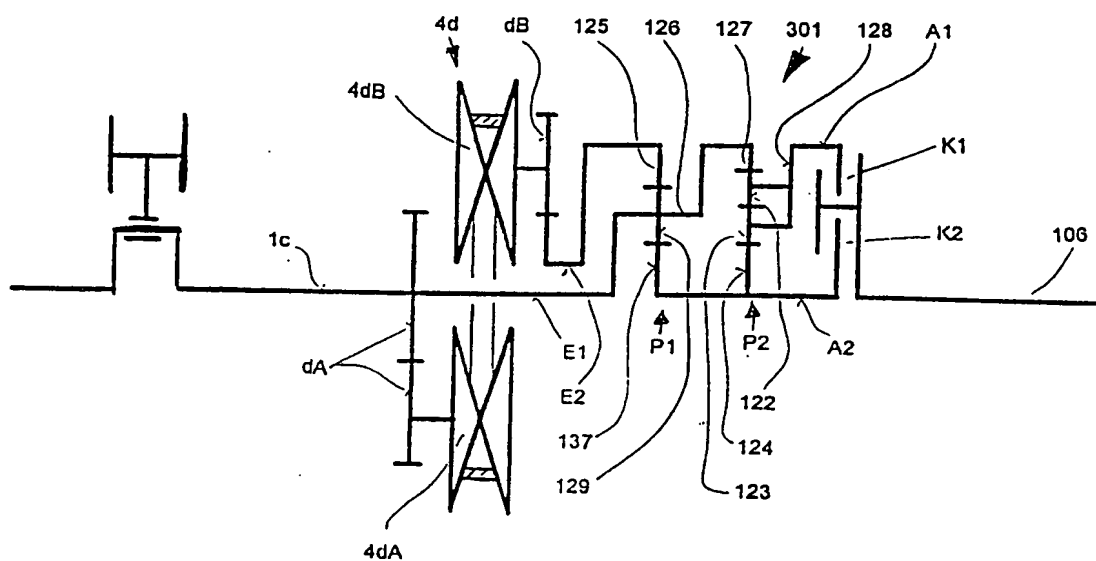


Fig. 36

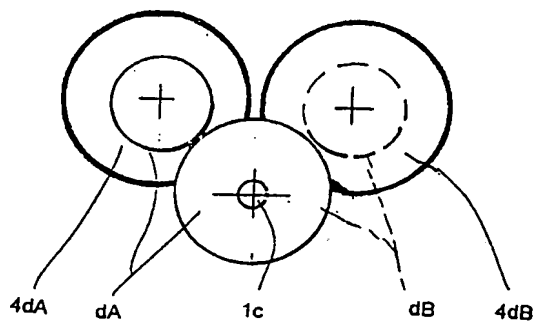


Fig. 37

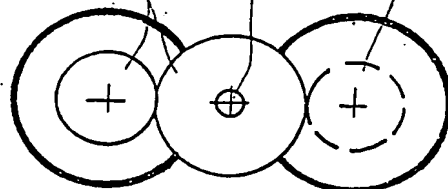


Fig. 40

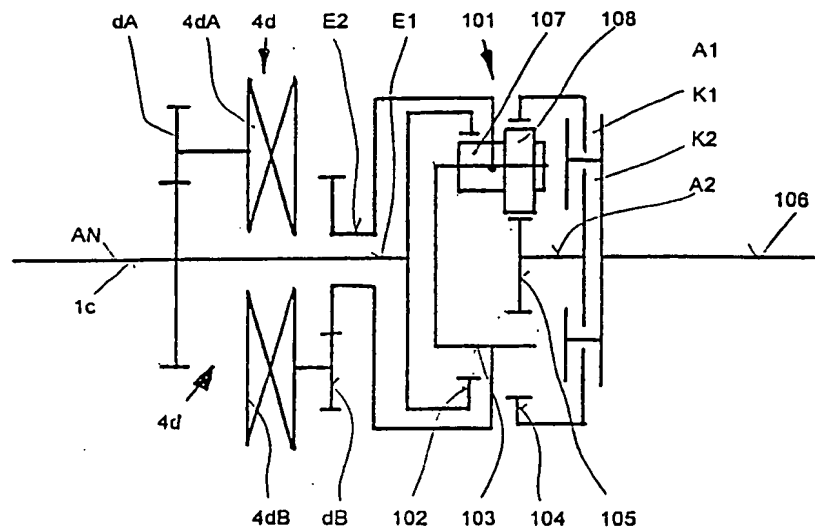


Fig. 41

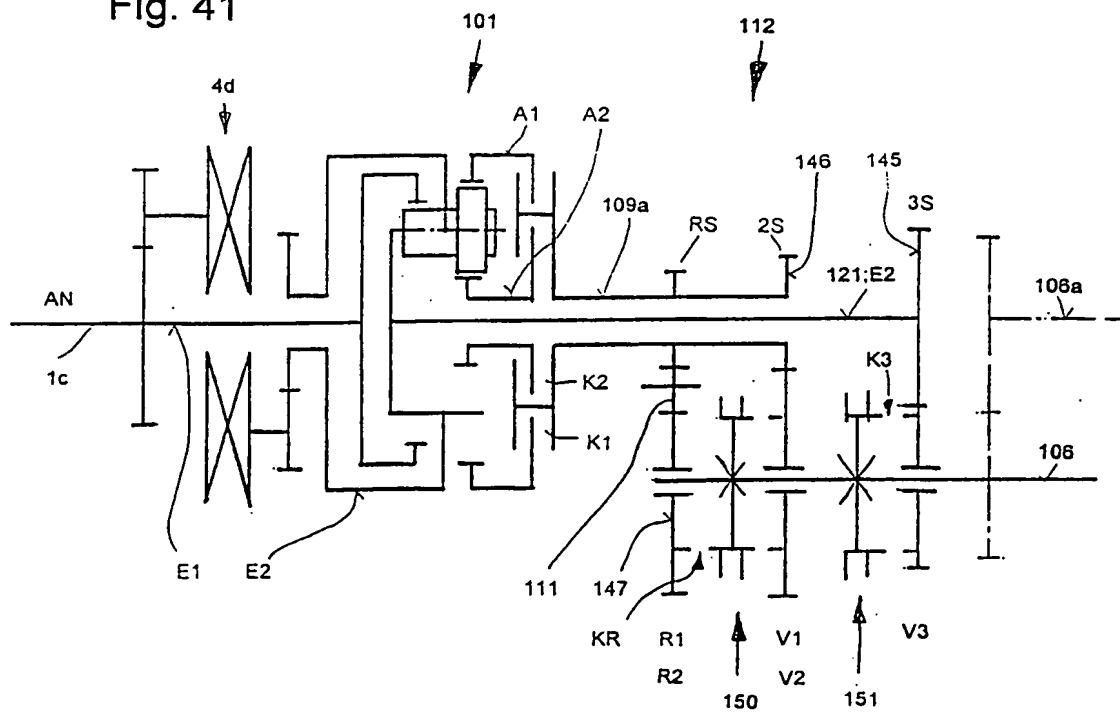


Fig. 43

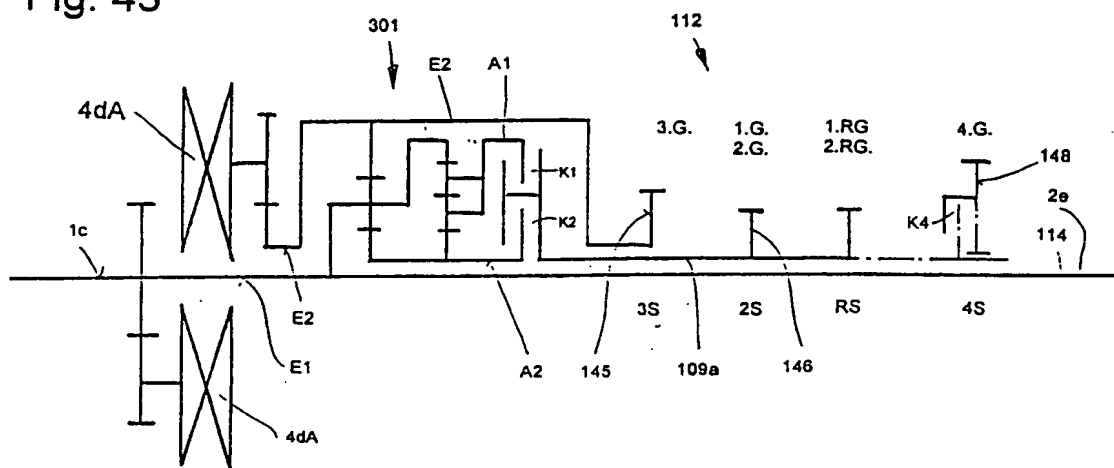
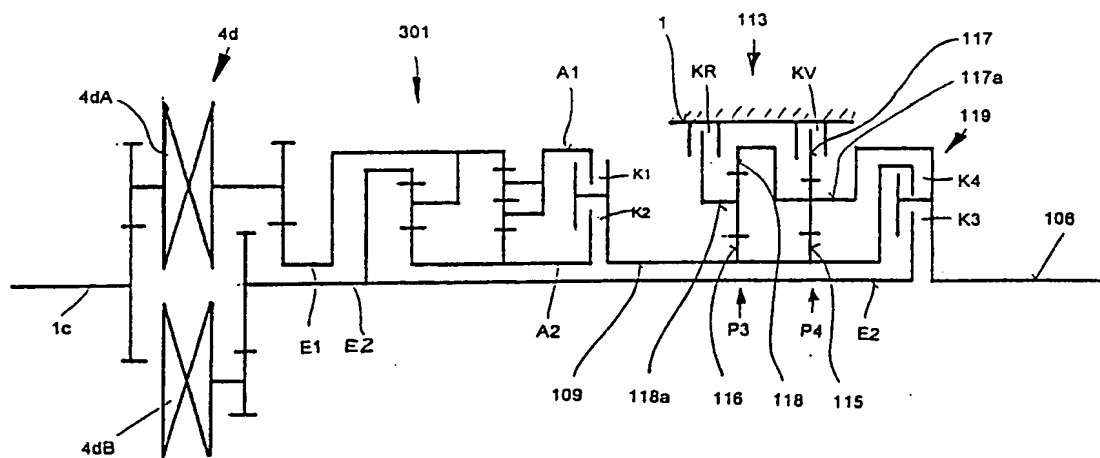


Fig. 44



THIS PAGE LEFT BLANK